LUCIAN CONSTANTIN HANGANU

# MAŞINI PENTRU FILATURĂ



## Aplicaţii practice

Editura TEHNOPRESS
Iaşi 2002

LUCIAN CONSTANTIN HANGANU

# MAŞINI PENTRU FILATURĂ

• • •

## Aplicaţii practice

Editura TEHNOPRESS
IAŞI 2002

**Editura TEHNOPRESS**
**Str. Zimbrului, nr. 17,**
**6600, Iaşi, România**
**Tel/Fax: 0232-260092**

**Director editură:**
**Ing. Ionel Săcăleanu**

**Referenţi ştiinţifici:**
**Prof. dr. ing. Liviu Hostiuc**
**Prof. dr. ing. Dumitru Olaru**
**UNIVERSITATEA TEHNICĂ „GH. ASACHI" IAŞI**

**Tehnoredactare computerizată şi copertă:**
**Lucian Constantin Hanganu**

**ISBN 973-8048-86-9**

# PREFAȚĂ

Aplicațiile prezentate în această lucrare urmăresc să pună la dispoziția viitorilor ingineri metode şi mijloace de investigare experimentale a unor fenomene legate de calitatea utilajelor, fenomene care intervin în operațiile şi procesele tehnologice realizate de organe şi mecanisme specifice maşinilor pentru filatură. Rezultatele experimentale sunt prelucrate în vederea determinării legilor de variație a unor parametrii caracteristici, a unor indici privind funcționarea şi exploatarea optimă a utilajelor.

Acest mod de abordare a problematicii complexe privind multitudinea aspectelor specifice funcționale ale maşinilor pentru filatură, contribuie în primul rând la completarea şi aprofundarea pregătirii inginereşti de specialitate. Astfel, apar noi posibilități de modernizare însoțite de soluții tehnice concrete capabile să ofere performanțe net superioare cu privire la vitezele de lucru, producție, productivitate, consum de energie, calitate.

Fiecare aplicație este structurată în aşa fel încât să poată fi prezentate obiectivele urmărite, fundamentele fizice, schemele instalațiilor experimentale, modul de lucru şi rezultatele experimentale.

Determinările experimentale se realizează pe standuri de testare echipate cu senzori şi traductoare specifice, dispozitive electrice şi electronice adecvate şi instrumente de măsură şi control.

În cadrul fiecărei aplicații se urmăreşte înlăturarea factorilor perturbatori, astfel încât rezultatele experimentale obținute să aibă o precizie ridicată.

Forma de prezentare a lucrării permite înscrierea datelor experimentale direct pe tabelele prevăzute în text, trasarea graficelor necesare şi formularea interpretărilor şi concluziilor pe spațiile rezervate în acest scop.

De asemenea, lucrarea constituie un important suport ştiințific pentru specialiştii care doresc continuarea studiilor prin cursuri postuniversitare sau abordarea unor probleme de cercetare fundamentală în cadrul stagiilor de pregătire la doctorat.

*Autorul*

# CUPRINS

## Determinarea coeficienților de frecare specifici tribosistemelor textile

Specific mașinilor textrile este contactul între triboelemetele formate din structuri textile în mișcare pe organe de conducere fixe la care apare frecarea de alunecare sau pe organe rotative de conducere la care mișcarea relativă este rostogolirea sau rostogolirea cu alunecare.

Urmărirea aspectelor tribologice specifice utilajelor textile are drept scop furnizarea de informații necesare la proiectarea și execuția organelor de conducere a structurilor textile, a frînelor de fir și la evaluarea unor parametri funcționali și de exploatare cum sunt forțele de întindere, vitezele maxime de lucru, durabilitatea, modificările structurii produselor prelucrate, etc.

Parametrul tribologic de bază urmărit în cadrul acestei aplicații este coeficientul de frecare fir-conducător de fir cu ajutorul căruia se stabilesc forțele de frecare, eforturile unitare în fir, consumurile energetice pe baza cărora se poate determina durabilitatea organelor de ghidare.

### 1. Elemente teoretice

O caracteristică a tribosistemelor textile constă în faptul că unul dintre triboelemente este reprezentat de o structură textilă sub formă de bandă, semitort, fir, țesătură, tricot, iar elementul pereche este repezentat de un organ de lucru.

În anumite procese tehnologice intervin atât elemente intermediare cum sunt apa, aerul, diverse substanțe chimice, cât și diferite niveluri de temperatură care influențează comportarea cuplei tribologice.

Se definesc ca triboelemente ale mașinilor textile acele organe componente care conduc structurile textile în mișcarea lor în procesul tehnologic de la un loc de prelucrare către alt loc de prelucrare până la realizarea formatului final – bobină, țesătură, tricot.

Triboelementele mașinilor textile se grupează în:

- triboelemente staționare (organe de conducere fixe),

- triboelemente rotative (organe de conducere cu mişcare de rostogolire sau rostogolire şi alunecare).

În ceea ce prveşte parametrii triboelementului textil, cei mai importanţi sunt:

- natura materiei prime,
- structura produsului,
- densitatea şi dimensiunile structurii,
- orientarea fibrelor în structură.

Creşterea gradului de fiabilitate a maşinilor şi instalaţiilor de fabricare şi prelucrare a structurilor textile, cât şi calitatea acestora depinde şi de alegerea corespunzătoare a elementelor de ghidate.

În zona contactului dintre triboelemente apar solicitări mari îndeosebi la unele maşini moderne care lucrează cu viteza firelor de ordinul 2000 m/min.

Elemetele de ghidare ale structurilor textile trebuie să corespundă anumitor condiţii tehnice pentru a se obţine produse de bună calitate şi fiabilitate ridicată a maşinilor:

- rezistenţă la uzură,
- rugozitate mică a suprafeţelor de lucru,
- rezistenţă la coroziune,
- rezistenţă la solicitări mecanice,
- stabilitate dimensională.

Formele constructive ale organelor de ghidare diferă funcţie de locul unde sunt folosite. După materialul din care se execută aceste organe, pot fi:

- metalice,
- ceramice,
- metalo-ceramice,
- din mase plastice.

Metalul, sticla, porţelanul, masele plastice se utilizează acolo unde vitezele de lucru sunt relativ scăzute.

Odată cu dezvoltarea producţiei de fire sintetice, unde şi vitezele de lucru sunt foarte mari, conducătorii de fir metalici, de sticlă, sau porţelan au o durată de funcţionare foarte scăzută (2-3 zile).

În asemenea condiţii de solicitare, rezultate foarte bune se obţin cu ajutorul conducătorilor de fir metalo-ceramici pe bază de aluminiu sinterizat, precum şi pe bază de oxizi de titan; durata de funcţionare este de 150.....200 ori mai mare în aceleaşi condiţii de solicitare. Rezistenţa

ridicată la uzură se explică prin faptul că micropulberea de alumină are duritatea 9 pe scara Mohs.

Alegerea conducătorilor de fir din materiale metalo-ceramice este determinată pe lângă rezistenţa la uzură ridicată şi de asigurarea unui coeficient de frecare redus cu firul. La o granulaţie fină a aluminei sinterizate, neregularităţile de pe suprafaţa conducătorului de fir favorizează formarea unei perne de aer (la viteze mari de deplasare) pe care alunecă firul, reducându-se frecarea.

La deplasarea firului **1** pe suprafaţa organului de ghidare **2** apare o forţă de frecare – figura 1, care conduce la creşterea forţei de întindere în fir de la valoarea $\mathbf{F_2}$ (înainte de conducător) la valoarea $\mathbf{F_1}$ (după conducător).

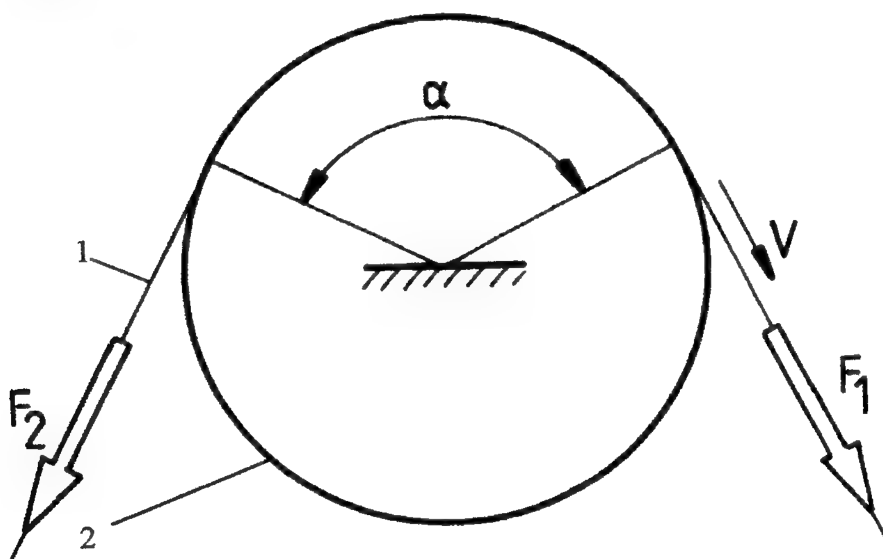



Figura 1

Legătura între cele două forţe şi coeficientul de frecare $\boldsymbol{\mu}$ este realizată cu relaţia lui Euler:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\alpha} \quad (1)$$

în care $\boldsymbol{\alpha}$ reprezintă unghiul de înfăşurare al firului pe organul de ghidare.

Prin logaritmare se obţine:

$$\mu = \frac{\ln F_1 - \ln F_2}{\alpha} \tag{2}$$

Determinarea experimentală a forţelor $\mathbf{F_1}$ şi $\mathbf{F_2}$ permite stabilirea valorilor coeficientului de frecare $\mu$ în condiţii date cu privire la elementele cuplei tribologice şi a regimurilor de funcţionare.

## 2. Descrierea instalaţiei

Instalaţia pentru detereminarea coeficientului de frecare $\mu$ fir-conducător de fir este alcătuită conform schemei bloc din figura 2.

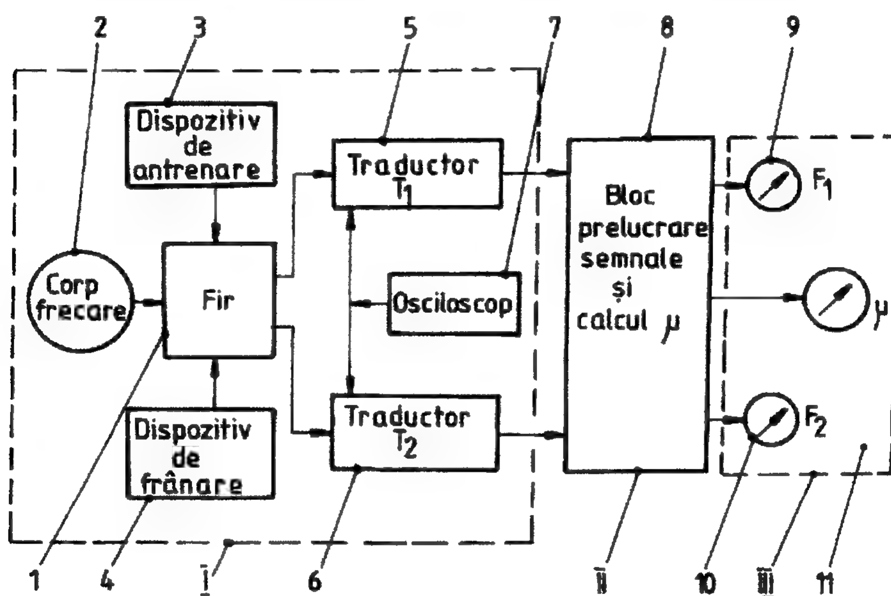



Figura 2

I – Blocul traductor destinat obţinerii semnalelor electrice corespunzătoare forţelor $\mathbf{F_1}$ şi $\mathbf{F_2}$ din fir;

II – Blocul electronic pentru prelucrarea semnalelor în vederea stabilirii valorilor coeficienţilor de frecare;

III – Blocul indicatoarelor pentru $\mathbf{F_1}$, $\mathbf{F_2}$ şi $\mu$.

a) *Blocul traductor I* are schema funcţională prezentată în figura 3. Firul **1** desfăşurat de pe bobina **B** este trecut prin dispozitivul de tensionare **4** şi condus spre traductorul **5**, corpul de frecare **2**, traductorul

**6** și dispozitivul de antrenare **3**; pe traseu sunt așezate în condiții convenabile, rolele de ghidare **12** montate pe rulmenți.

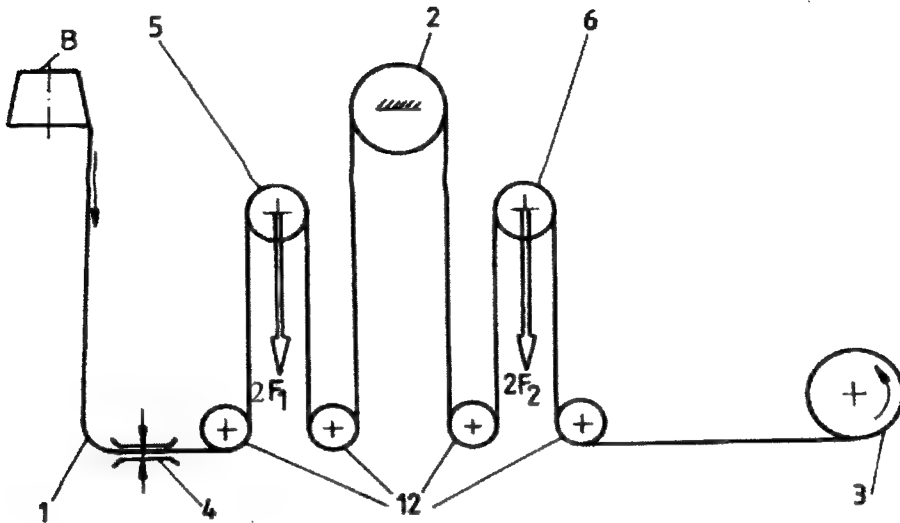



Figura 3

Traductoarele de forță **5** și **6** pot fi rezistive, capacitive sau electromagnetice alimentate de la un oscilator cu frecvență ridicată.

În figura 4 este prezentată soluția care utilizează mărci tesometrice (montaj semipunte); pe lamelele elastice **1** sunt aplicate mărcile $\mathbf{R_1}$ și $\mathbf{R_2}$.

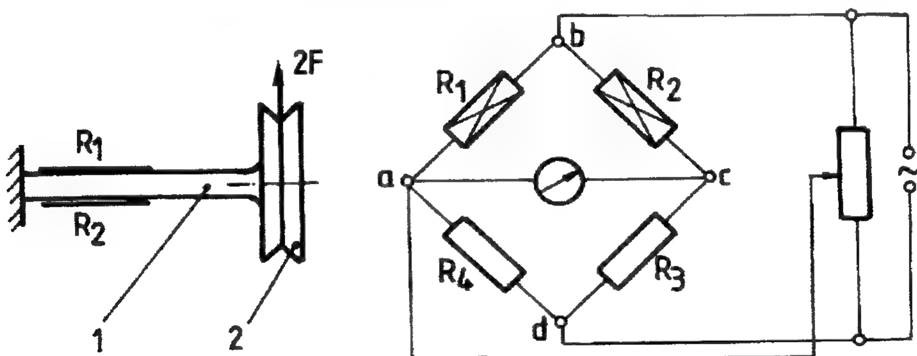



Figura 4

Cînd firul trecut pe rola **2** acționează asupra lamelei cu forța **2F**, rezistențele ohmice $\mathbf{R_1}$ și $\mathbf{R_2}$ își modifică valoarea, iar pe diagonala punții

de măsurare (echilibrată în prealabil) apare o tensiune proporţională cu forţa aplicată.

Dispozitivul de antrenare **3** este acţionat de un variator de viteză cu comandă electronică, în vederea reglării vitezei de deplasare a firului pe corpul de frecare **2**.

Dispozitivul de frânare **4** poate fi reglat pentru diferite valori de tensionare a firului.

b) *Blocul electronic II* are rolul de prelucrare a semnalelor primite de la traductoarele $\mathbf{T_1}$ şi $\mathbf{T_2}$ şi de a calcula coeficientul de frecare $\boldsymbol{\mu}$, în aşa fel încât valorile mărimilor respective ($\mathbf{F_1}$, $\mathbf{F_2}$ şi $\boldsymbol{\mu}$) să fie afişate pe display-ul unui computer sau tipărite la imprimantă.

**3. Modul de lucru**

a) Se realizează conexiunile între blocurile componente ale instalaţiei de măsură.

b) Se închide circuitul de alimentare de la reţea.

c) Se verifică şi se efectuează eventualele reglaje de zero, în lipsa semnalelor electrice de la traductoare, prin intermediul potenţiometrelor corespuntătoare.

d) Se verifică etalonarea instalaţiei folosindu-se greutăţi etalon aplicate traductoarelor.

e) Se stabilesc condiţiile experimentale: corp de frecare, viteză de înfăşurare, forţă de frânare, efectuându-se reglajele corespunzătoare pe aparat.

f) Se introduce proba de fir în blocul traductor.

g) Se pune în mişcare eletromotorul de antrenare.

**4. Intrepretarea rezultatelor**

Cu ajutorul datelor experimentale obţinute se vor trasa o serie de grafice pentru a fi evidenţiată influenţa unor factori asupra valorilor coeficientului de frecare: viteza de deplasare, forţa de frânare (tensionare), densitatea liniară, torsiunea firului, natura fibrelor din care este realizat firul, substanţele chimice cu care au fost tratate firele, materialul şi rugozitatea suprafeţei corpului de rostolgolire, unghiul de înfăşurare $\alpha$ pe organul de ghidare.

**Influenţa excentrităţii inelelor de la maşinile de filat asupra forţei de îndindere din fir**

Frecvenţa ruperilor de fir la maşinile de filat este influenţată în special de:

- forţa de întindere din fir,
- starea tehnică a utilajului,
- caracteristicile materialului prelucrat,
- calitatea deservirii maşinii.

Forţa de întindere din fir este la rândul său influenţată de numeroşi factori dintre care se menţionează:

- turaţia fuselor,
- masa cursorului,
- coeficienţii de frecare în tribosistemele textile inel - cursor şi fir - cursor,
- structura şi calitatea mecanismului de torsionare – înfăşurare,
- diametrul de înfăşurare,
- structura firelor prelucrate.

Referitor la calitatea mecanismului de torsionare – înfăşurare, s-a constatat că aşezarea excentrică a inelului faţă de fus provoacă majorări ale valorilor forţei de întindere a firului.

În cadrul acestei aplicaţii se vor determina valorile forţei de întindere din fir în zona cilindru debitor – conducător de fir, în funcţie de excentricitatea inelului faţă de fus şi de turaţia acestuia.

***1. Fundamente fizice***

Pentru situaţia în care inelul este aşezat corect faţă de fus, adică fără excentricitate, la viteză de debitare, turaţie a fuselor şi rază de înfăşurare constante , teoretic rezultă la cursor viteză tangenţială şi acceleraţie normală constante şi acceleraţie tangenţială zero; la o aşezare excentrică a inelului apar variaţii ale vitezelor şi acceleraţiilor menţionate. În consecinţă forţa de întindere din fir devine variabilă, valorile maxime având influenţă negativă asupra frecvenţei de rupere.

Valorile şi variaţiile forţei de întindere se pot determina atât pe cale *teoretică*, cât şi prin încercări experimentale.

În figura 1 este reprezentat inelul cu centrul în $\mathbf{O_I}$, aşezat excentric faţă de fus, care are centrul în $\mathbf{O_f}$ ( **e** = excentricitatea ); poziţia cursorului **C** la un moment dat este determinată de unghiul **φ** măsurat de la axa $\mathbf{O_I O}$, iar poziţia punctului de înfăşurare **A** de unghiul **α**. Se notează cu:

**R** – raza inelului,

**r** – raza de înfăşurare pe bobină,

**ω** – viteza unghiulară a fusului,

**μ** – coeficientul de frecare cursor – inel,

**m** – masa cursorului,

$\mathbf{a_c^n}$ şi $\mathbf{a_c^t}$ acceleraţiile normală şi tangenţială ale cursorului.

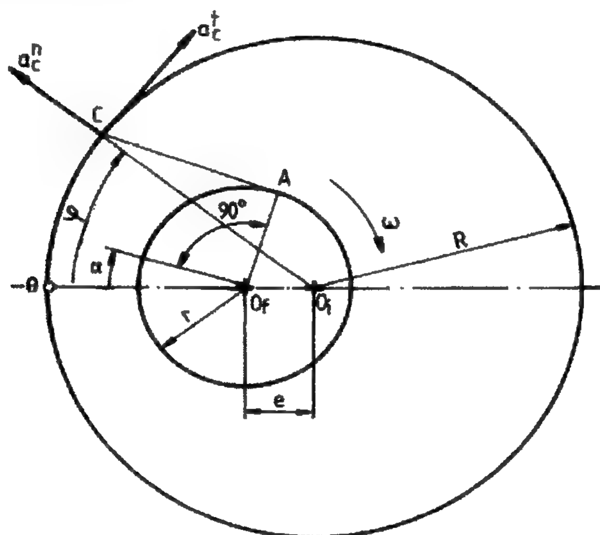



Figura 1

Acestea din urmă se calculează cu relaţiile (1) şi (2), iar variaţiile lor cu relaţiile (3) şi (4).

$$a_c^n = R \cdot \omega \left( \omega \frac{d^2 \varphi}{d^2 \alpha} + \frac{d\omega}{d\alpha} \cdot \frac{d\varphi}{d\alpha} \right) \tag{1}$$

$$a_c^t = R \cdot \omega^2 \left( \frac{d\varphi}{d\alpha} \right)^2 \tag{2}$$

$$e \# 0 \quad \begin{cases} \Delta a_c^n = R \cdot \omega^2 \left[ \left( \dfrac{d\varphi}{d\alpha} \right)^2 - 1 \right] & (3) \\ \Delta a_c^t = a_c^t & (4) \end{cases}$$

Luând în considerație variațiile forței de frecare cursor – inel **ΔF$_f$** – relația (5), variațiile forței centrifuge a cursorului **ΔF$_c$** – relația (6) și legăturile exprimate de relațiile (7) și (8) se poate stabili variația forței de întindere din fir **ΔF** – relația (9) și figura 2.

$$\Delta F_f = \mu \cdot (\Delta F_c - \Delta F_n) \tag{5}$$

$$\Delta F_c = m \cdot \Delta a_c^n \tag{6}$$

$$m \cdot a_c^t = \Delta F_t - \Delta F_f \tag{7}$$

$$\sin(\varphi - \alpha) = \frac{1}{R}(r - e \cdot \sin\alpha) \tag{8}$$

$$\Delta F = \pm \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{\mu\left(1 - \dfrac{r^2}{R^2}\right) + \dfrac{r}{R} \cdot \sqrt{1 - \dfrac{r^{21}}{R^2}}} \tag{9}$$

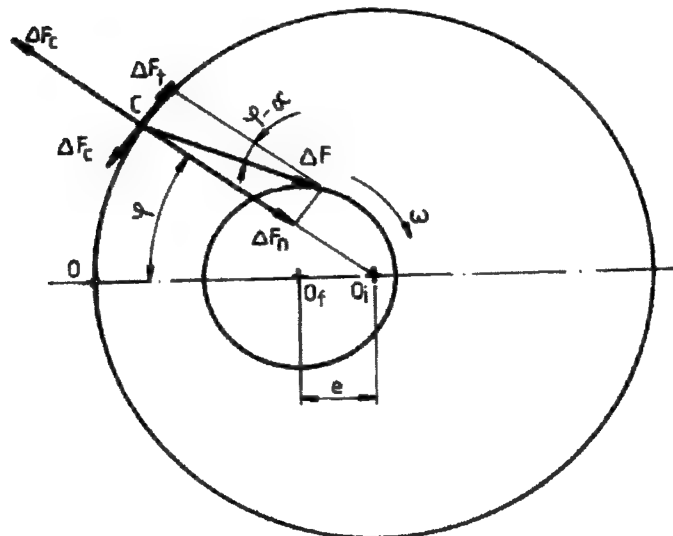



Figura 2

Forţa **F** de întindere a firului - figura 3a, este măsurată cu ajutorul unui traductor rezistiv, legat la o punte tensometrică conform schemei din figura 3b - principiul punţii Wheatstone.

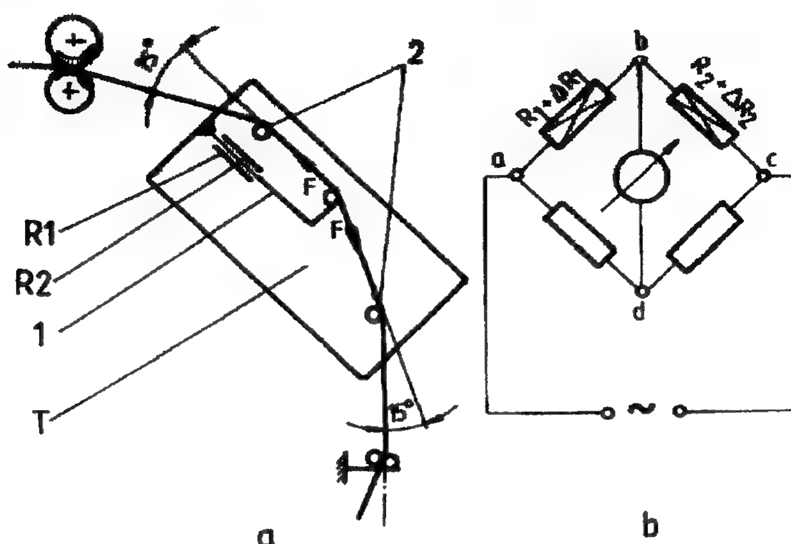



Figura 3

Traductorul **T** este alcătuit din lamela elastică **1** pe care sunt aplicate mărcile rezistive **$R_1$** şi **$R_2$**; rezultanta forţelor **F** de întindere a firului ghidat de piesele **2** provoacă solicitări de încovoiere în lamela **1**; efortul unitar $\sigma_I$ din lamelă ca şi deformaţiile elastice ale mărcilor sunt direct proporţionale cu forţa **F**; sub influenţa deformaţiilor elastice apar variaţii **ΔR1** şi **ΔR2** ale rezistenţelor ohmice **$R_1$** şi **$R_2$**. Traductorul fiind legat la puntea tensometrică, valoarea forţei **F** se citeşte pe instrumentul de măsură al punţii etalonat corespunzător.

Variaţiile forţei de întindere din fir **ΔF** pot fi urmărite pe ecranul unui osciloscop legat în punctele **b** şi **d** ale punţii.

### *2. Schema instalaţiei. Modul de lucru*

Pentru încercări se foloseşte un spinntester ce oferă posibilitatea antrenării fusului cu turaţii cuprinse între 5000 – 15 000rot/min - figura 4 în care apar: fusul **3**, inelul **4**, cursorul **5**, cilindrii debitori ai trenului de laminat **6**, conducătorul din fir 7, banca inelelor **8**, care este modificată pentru a se putea regla valoarea excentricităţii inelului cu ajutorul şurubului micrometric **9**.

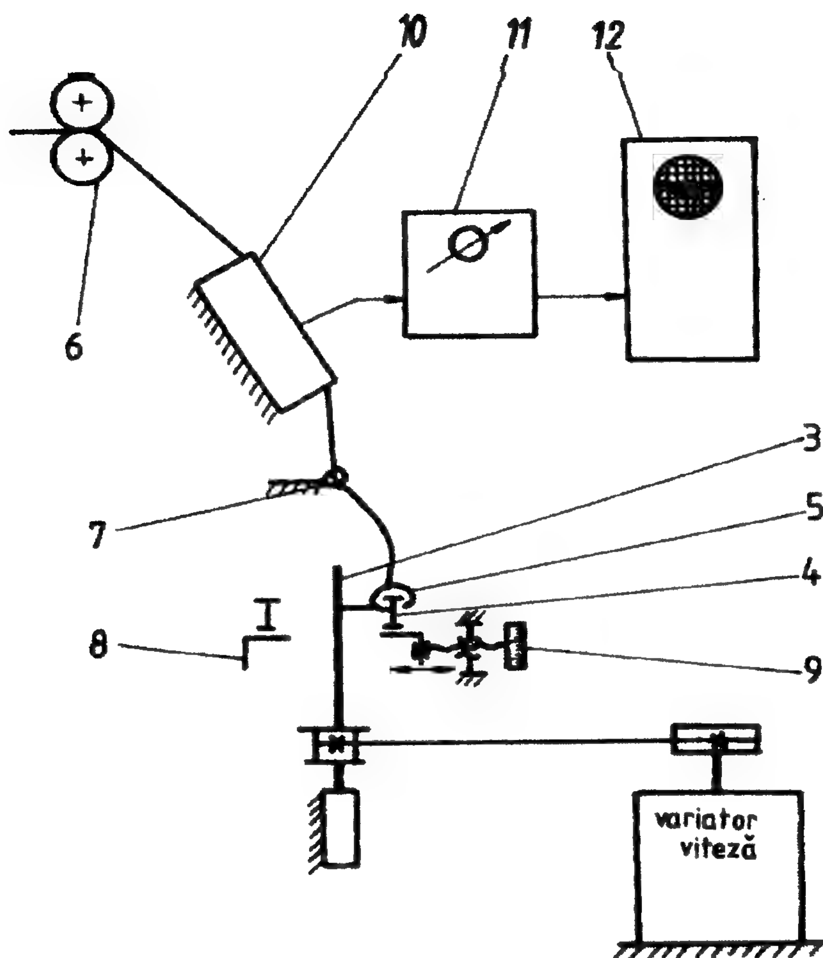



Figura 4

Valoarea forţei de întindere din fir detectată de traductorul **10** cuplat la puntea tensometrică prin intermediul amplificatorului **11**, este citită atât la instrumentul de măsură al punţii ca valoarea medie $\mathbf{F_{med}}$, cât şi pe ecranul osciloscopului **12** unde, în plus, se obţin şi variaţiile $\mathbf{\Delta F}$ ale forţei menţionate.

Pentru înlăturarea influenţei parazite asupra forţei de întindere a firului este necesar să se asigure:

- perpendicularitatea tijei la banca fuselor şi a inelelor,
- inel cu abateri minime de la cilindricitate,
- conducător de fir bine centrat,

- fir uniform,
- fixare rigidă a băncii inelelor,
- înfăşurarea firului direct pe tija fusului
- citirea forţelor atunci când banca inelelor trece prin aceeaşi poziţie.

Etalonarea instalaţiei se realizează aplicând asupra unui fir trecut prin conducător o forţă constantă de valoare cunoscută de 20....30 cN. Astfel, la ieşirea **11** a amplificatorului apare o tensiune constantă care reprezintă valoarea forţei **F** din fir care, dacă este aplicată şi la intrarea de curent continuu a osciloscopului deplasează linia de baleiaj proporţional cu forţa aplicată la traductor; se reglează atît amplificatorul **11** cât şi osciloscopul pentru a se obţine scări convenabile pentru citirea forţelor.

Pentru uşurinţă se reglează osciloscopul când traductorul nu este încărcat astfel încît linia de baleiaj să fie situată la baza ecranului, reprezentând linia de "zero".

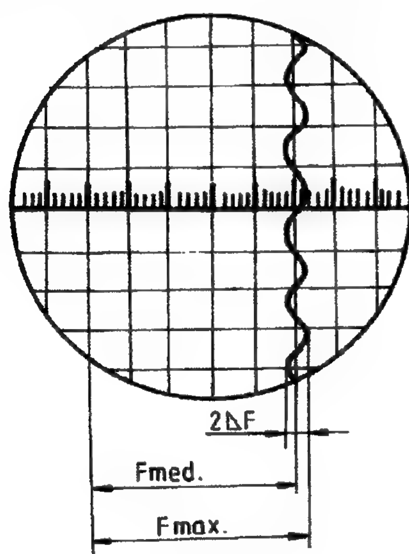


Figura 5

Dacă firul se înfăşoară pe fus, se obţine pe ecranul oscilatorului **12** imaginea din figura 5, care oferă posibilitatea determinării forţei $\mathbf{F_{med}}$ şi a variaţiei forţei $\mathbf{\Delta F}$.

$$\Delta F = \Delta F' - \Delta F_0 \qquad (10)$$

$\mathbf{\Delta F_0}$ reprezintă eventuala variaţie a forţei din fir când inelul este centrat provocată de exemplu de ovalitatea inelului sau de vibraţiile cursorului.

Forţa maximă din fir $\mathbf{F_{max}}$, considerîndu-se numai influenţa excentricităţii inelului, este:

$$F_{max} = F_{med} + \Delta F \qquad (11)$$

***3. Date experimentale***

Încercările experimentale vor fi efectuate pe un fus FR 220 – Cugir, un inel cu diametrul de 42 mm şi un cursor 9/0.

Măsurătorile vor fi realizate la turaţii ale fuselor în intervalul 7000.....13000rot/min, iar pentru fiecare treaptă de turaţie stabilindu-se excentricitatea la valorile: **e** = 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1 mm.

Viteza de debitare a cilindrilor trenului de laminat se va regla astfel ca torsiunea firului să rămână aceeaşi pentru toate determinările.

Rezultatele obținute vor fi înregistrae în tabelul 1. Cu datele furnizate de acest tabel vor fi trasate graficele din figurile 6 şi 7.

Tabelul 1

Forțe în fir (cN) la diferite valori ale excentricității inelului **e** (mm)

**e** = 0 mm

| **Turația fuselor (rot/min)** | $F_{med}$ | $\Delta F_0$ |
|---|---|---|
| **7000** | | |
| **8000** | | |
| **9000** | | |
| **10000** | | |
| **11000** | | |
| **12000** | | |
| **13000** | | |

**e** = 0,2 mm

| **Turația fuselor (rot/min)** | $F_{med}$ | $\Delta F'$ | $\Delta F$ | $F_{max}$ |
|---|---|---|---|---|
| **7000** | | | | |
| **8000** | | | | |
| **9000** | | | | |
| **10000** | | | | |
| **11000** | | | | |
| **12000** | | | | |
| **13000** | | | | |

e = 0,4 mm

| Turația fuselor (rot/min) | $F_{med}$ | $\Delta F'$ | $\Delta F$ | $F_{max}$ |
|---|---|---|---|---|
| 7000 | | | | |
| 8000 | | | | |
| 9000 | | | | |
| 10000 | | | | |
| 11000 | | | | |
| 12000 | | | | |
| 13000 | | | | |

e = 0,6 mm

| Turația fuselor (rot/min) | $F_{med}$ | $\Delta F'$ | $\Delta F$ | $F_{max}$ |
|---|---|---|---|---|
| 7000 | | | | |
| 8000 | | | | |
| 9000 | | | | |
| 10000 | | | | |
| 11000 | | | | |
| 12000 | | | | |
| 13000 | | | | |

e = 0,8 mm

| Turația fuselor (rot/min) | $F_{med}$ | $\Delta F'$ | $\Delta F$ | $F_{max}$ |
|---|---|---|---|---|
| 7000 | | | | |
| 8000 | | | | |
| 9000 | | | | |
| 10000 | | | | |
| 11000 | | | | |
| 12000 | | | | |
| 13000 | | | | |

e = 1 mm

| Turația fuselor (rot/min) | $F_{med}$ | $\Delta F'$ | $\Delta F$ | $F_{max}$ |
|---|---|---|---|---|
| 7000 | | | | |
| 8000 | | | | |
| 9000 | | | | |
| 10000 | | | | |
| 11000 | | | | |
| 12000 | | | | |
| 13000 | | | | |

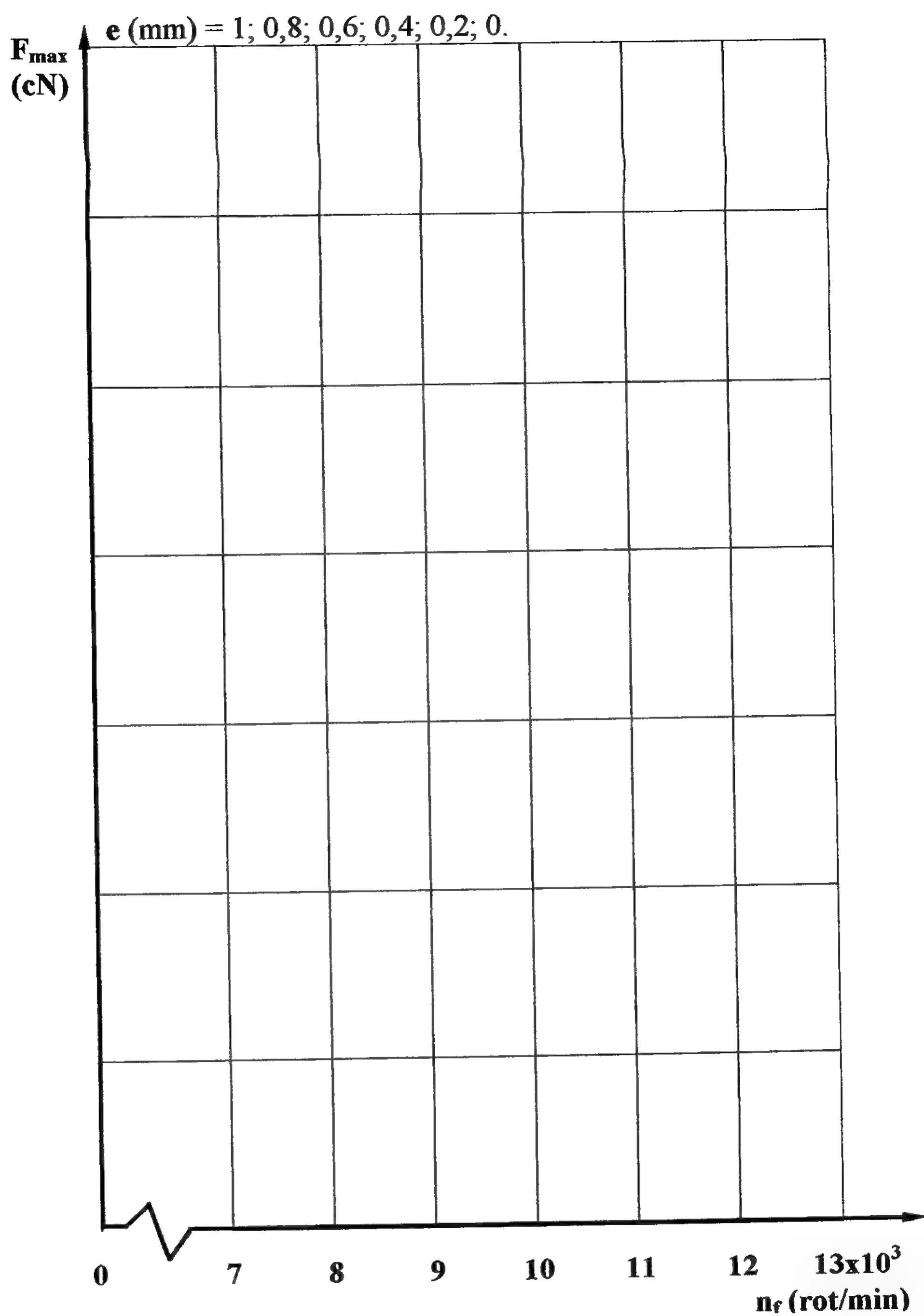



Figura 6

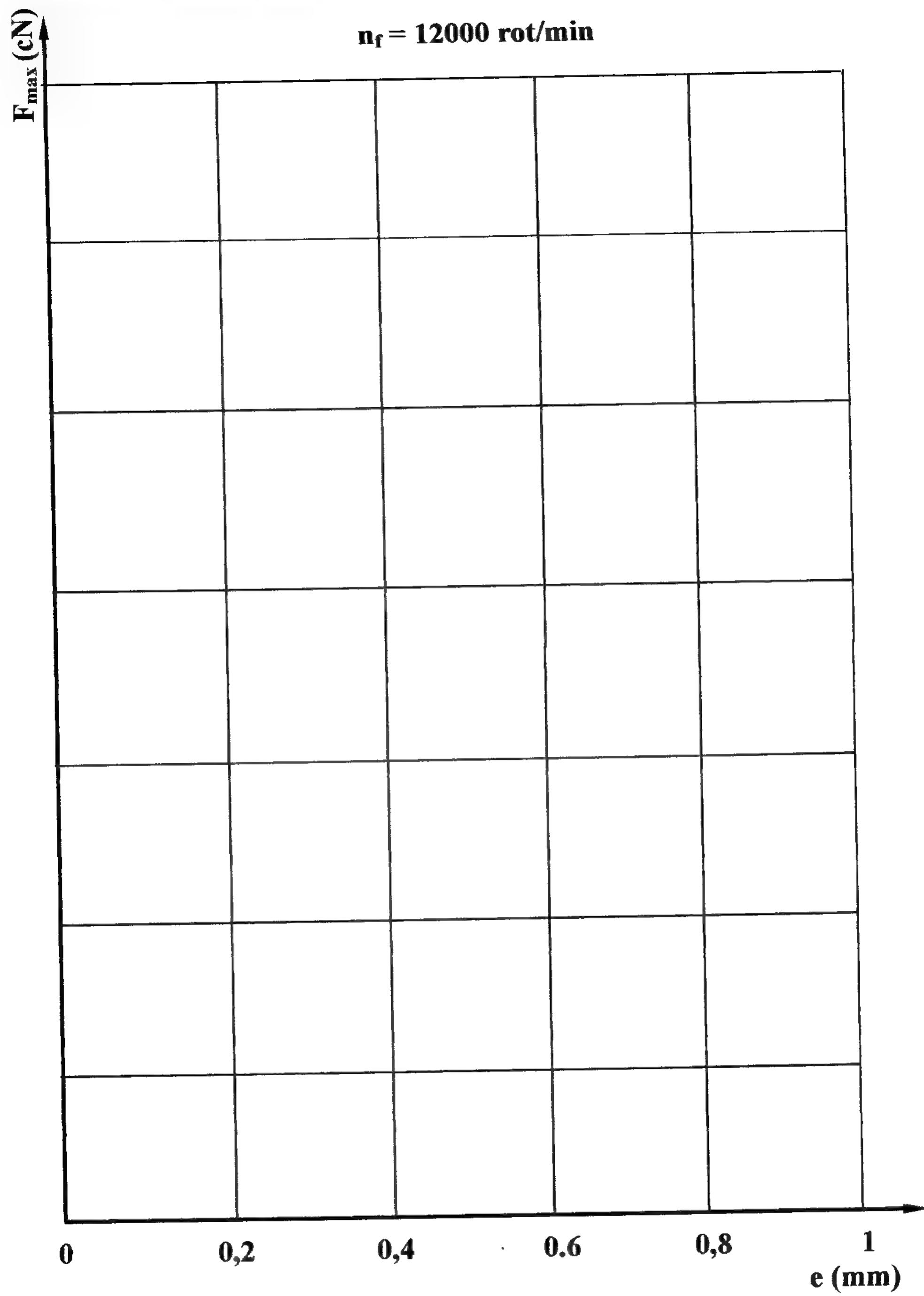



Figura 7

Urmărind graficele din figurile 6 şi 7 vor fi trase concluzii cu privire la valorile forţelor $\mathbf{F_{max}}$ şi a variaţiei acestora funcţie de turaţia fuselor şi excentricitatea inelului.

Se va stabili cu cât poate creşte valoarea turaţiei fuselor dacă excentricitatea s-ar micşora de la 0,6 mm la 0,2 mm, menţinând aceiaşi forţă de întindere în fir.

## Determinarea forţei de apăsare aplicată pe cilindrii trenului de laminat

Pentru asigurarea unui cât mai bun control al deplasării fibrelor antrenate în procesul de laminare trebuie ca forţa de apăsare exercitată de cilindrii braţelor de presiune asupra cilindrilor motori de la trenurile de laminat să genereze un câmp de forţe de frecare corespunzător realizării acestui deziderat. Dacă forţa de apăsare nu se încadrează în limitele tehnologice prescrise laminarea va fi necorespunzătoare, cu influenţă directă asupra calitaţii firelor şi a productivităţii maşinii.

Metoda expusă în cadrul acestei aplicaţii permite să se realizeze măsurarea valorilor forţelor de apăsare cu precizie ridicată şi cu rapiditate. De asemenea, oferă posibilitatea efectuării reglajelor necesare atunci când astfel de situaţii se impun.

### *2. Fundamente fizice*

În cadrul metodei folosite, măsurarea forţelor aplicate asupra cilindrilor de presiune se realizează pe cale tensometrică folosind un traductor rezistiv – figura 1, alcătuit din bara **1**, cilindrii **2** care au aceleaşi diametre ca şi cilindrii de presiune şi mărcile tensometrice **3**.

Sub acţiunea forţelor de apăsare **F/2** apar solicitări de încovoiere în zona unde sunt aplicate mărcile rezistive $\mathbf{R_1}$ şi $\mathbf{R_2}$ - detaliul din figura 1b; eforturile unitare ca şi deformaţiile mărcilor tensometrice **1** sunt direct proporţionale cu forţele aplicate.

$$\sigma_i = \pm \frac{\frac{F}{2} \cdot \frac{a}{2}}{W_z}$$

$$\Delta l = \pm \frac{\sigma_i}{E} \cdot l = \pm \varepsilon \cdot l$$

în care: $W_z$ este modulul de rezistenţă axial al secţiunii barei **1** pe care sunt aplicate mărcile tensometrice;

ε - deformatia specifică;

1 –lungimea activă a mărcii;

E - modulul de elasticitate al materialului barei.

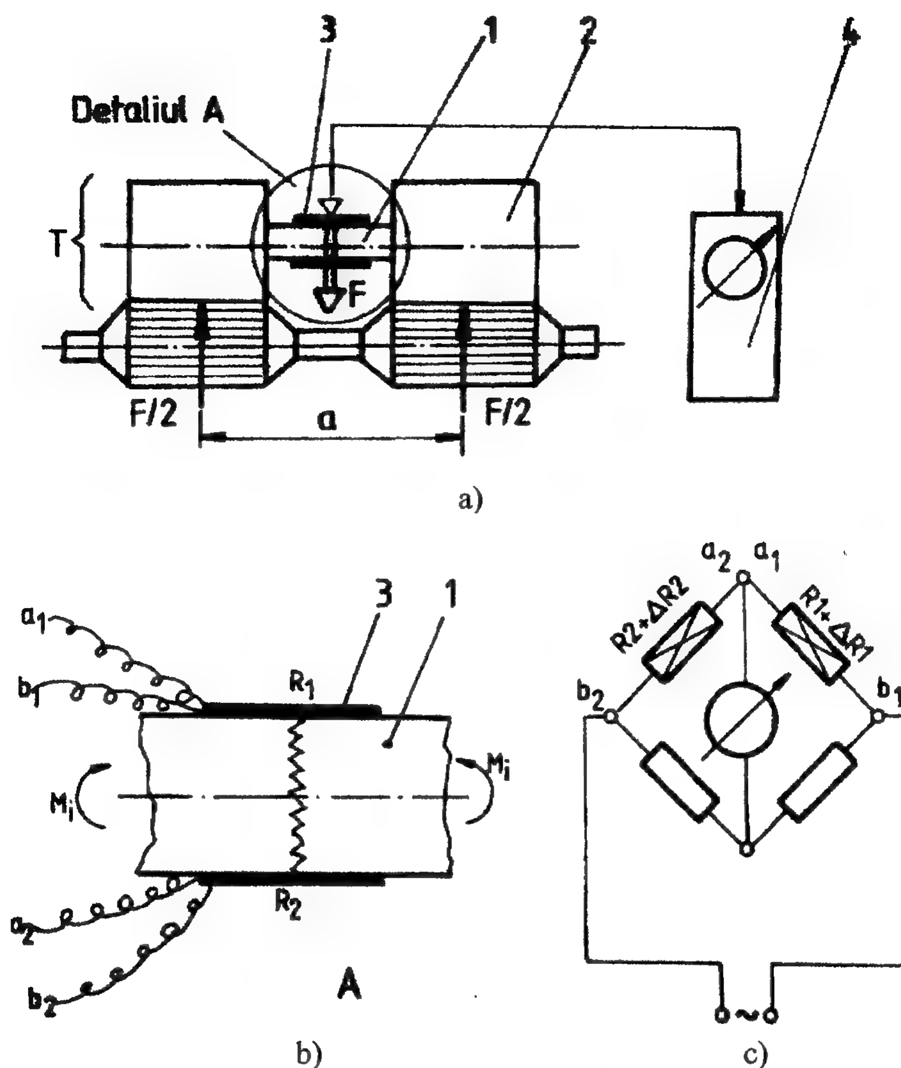



Figura 1

Variaţiile rezistenţelor ohmice $\mathbf{R_1}$ si $\mathbf{R_2}$ ale mărcilor sunt proporţionale cu deformaţiile $\Delta l$ şi în consecinţă şi cu forţele aplicate. Cele două mărci sunt legate la puntea tensometrică **4** (principiul cunoscut al punţii Wheatstone) – figura 1c. Astfel, pe instrumentul indicator al aparatului care a fost etalonat corespunzator în prealabil, se va citi valoarea forţei de apăsare. Înainte de aplicarea forţei de apăsare pe traductor puntea trebuie echilibrată - „zero" la instrumentul indicator.

***2. Schema instalaţiei.Modul de lucru***

Braţul pendular **5** care este supus încercărilor, trebuie dezechipat de cilindrii de presiune, în locul acestora montându-se traductorul rezistiv **6**; acesta va ocupa succesiv poziţiile **I**, **II**, **III** – figura 2, fiind legat la puntea **4**.

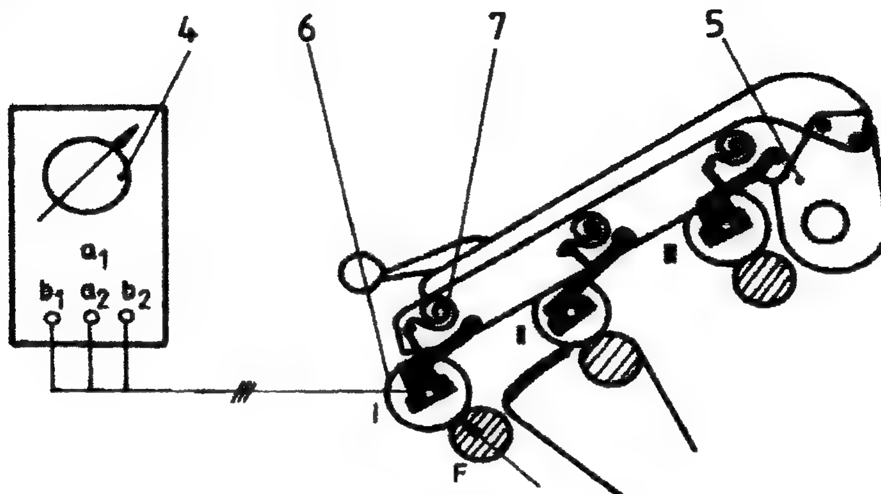



Figura 2

La armarea braţului, arcul 7 va da naştere forţei **F** – figura 1a, a cărei valoare se citeşte pe instrumentul de masură al punţii tensometrice.

***3. Date experimentale***

Vor fi încercate două tipuri de braţe de presiune:

a) *Braţul pendular* SKF-PK 616 – figura 3, utilizat pentru fibre lungi tip lână; acesta este prevăzut cu arcuri spiralate la care forţele de apăsare au valorile indicate în figură.

b) *Braţul pendular* SKF-PK 220 – figura 4 ,utilizat pentru fibre scurte tip bumbac,care este prevăzut cu arcuri elicoidale ce permit realizarea a trei valori diferite pentru forţa de apăsare pe cilindrii debitori.

Se vor efectua reglajele care se impun în vedrea realizării valorilor forţelor de apăsare indicate la cilindrii debitori, intermediari şi alimentatori ai trenului de laminat conform figurilor 3 şi 4. Datele experimentale se vor înregistra în tabelele 1 şi 2. Cu ajutorul acestora se vor stabili ce măsuri sunt necesare pentru reglarea sau înlocuirea arcurilor la acele braţe de presiune la care sunt depăşite toleranţele admise pentru valorile forţelor de apăsare.

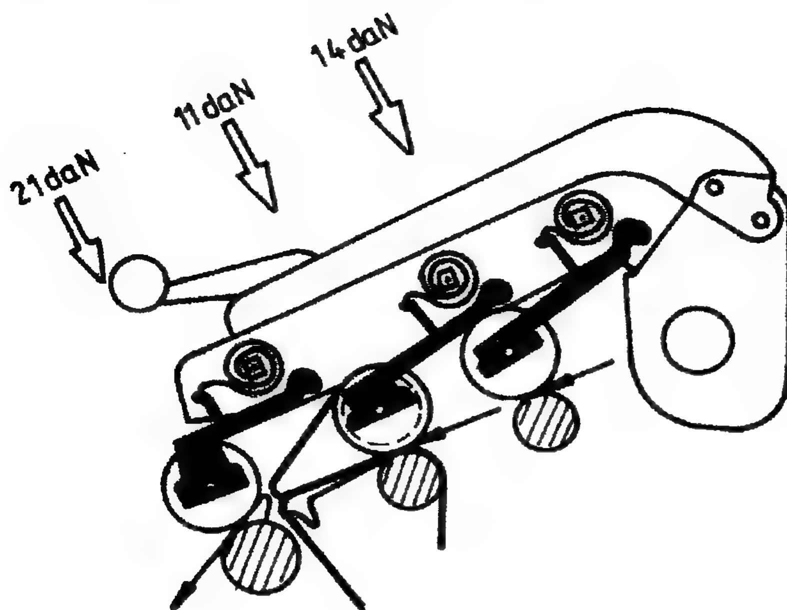



Figura 3

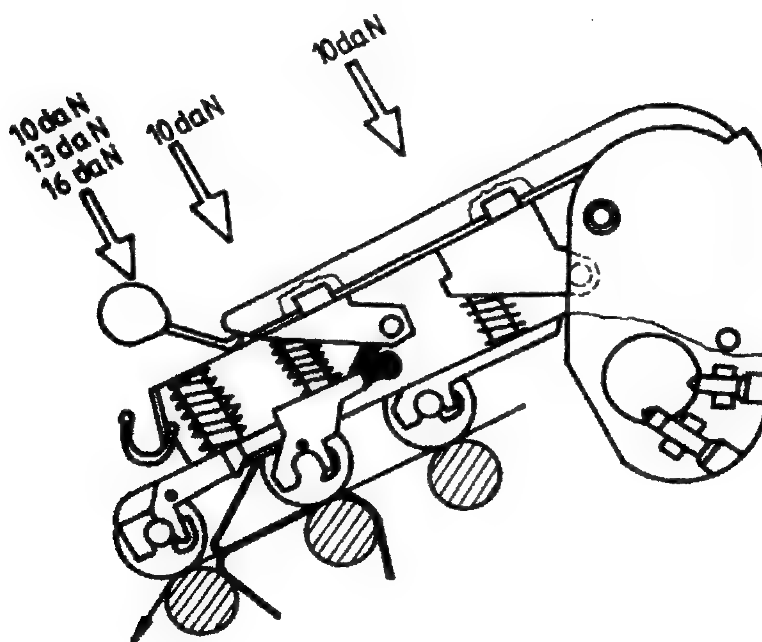



Figura 4

Tabelul 1

Braţ de presiune SKF – PK 616

| Braţul de presiune | Forţa $F$ (daN) | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Cilindri alimentatori | | | Cilindri intermediari | | | Cilindri debitori | | |
| 1 | | | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | | | |
| 3 | | | | | | | | | |
| 4 | | | | | | | | | |
| 5 | | | | | | | | | |
| 6 | | | | | | | | | |
| 7 | | | | | | | | | |
| 8 | | | | | | | | | |
| 9 | | | | | | | | | |
| 10 | | | | | | | | | |

Tabelul 2

Braț de presiune SKF – PK 220

| **Brațul de presiune** | **Forța *F* (daN)** | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | **Cilindri alimentatori** | | | **Cilindri intermediari** | | | **Cilindri debitori** | | |
| **1** | | | | | | | | | |
| **2** | | | | | | | | | |
| **3** | | | | | | | | | |
| **4** | | | | | | | | | |
| **5** | | | | | | | | | |
| **6** | | | | | | | | | |
| **7** | | | | | | | | | |
| **8** | | | | | | | | | |
| **9** | | | | | | | | | |
| **10** | | | | | | | | | |

## Repartiția consumului de putere la mașinile textile

Cunoașterea consumului de putere pe fiecare mecanism din structura unei mașini textile, dar și pe operațiile efectuate de mașina respectivă este necesară atît pentru calculele de proiectare în vederea stabilirii încarcărilor ce acționează asupra organelor componente , cât și pentru alegerea motoarelor electrice.

Astfel de date sunt folosite la elaborarea și construcția unor noi mașini și mecanisme, la modernizarea mașinilor existente și la îmbunătățirea exploatării acestora.

Această metodă experimentală permite stabilirea unor căi de ajustare a acelor factori tehnici și tehnologici care influențează consumul de energie.

### *1. Fundamente fizice*

Determinarea puterilor consumate de mecanisme și operații se poate efectua atât pe cale teoretică, cât și pe cale experimentală.

Calculul puterii se bazează pe ecuația mișcării mașinii sau mecanismului vizat, exprimată sub forma cantităților de energie elementare care intervin într-un interval de timp **dt**:

$$dW_t = dW_u + dW_r + dW_m \pm dW_i \pm dW_G \qquad (1)$$

în care:

$dW_t$ - energia totală ,

$dW_u$ - energia consumată pentru învingerea rezistențelor utile ,

$dW_r$ - energia consumată pentru învingerea frecărilor din cuplele cinematice ,

$dW_m$ - energia consumată pentru învingerea frecărilor cu mediul ambiant ,

$dW_i$ - energia forțelor de inerție ,

$dW_G$ - energia forțelor gravitaționale și a forțelor elastice .

Se consideră semnul (+) când se consumă energie și semnul (–) când se introduce energie în sistem.

Puterea consumată rezultă:

$$P = \frac{dW}{dt} \qquad (2)$$

Este de subliniat faptul că la marea majoritate a maşinilor textile se consumă pentru învingerea frecărilor peste 80% din puterea totală; de aici rezultă importanţa care trebuie acordată găsirii unor soluţii îmbunătăţite, a unor noi principii de realizare a structurilor textile, care oferă condiţii mai bune din acest punct de vedere.

Stabilirea prin calcul a puterilor consumate de maşinile textile nu se realizează cu suficientă precizie datorită lipsei unor date de bază privind forţele rezistente utile provenite de la operaţiile tehnologice şi complexităţii factorilor care intervin în calculul frecărilor.

Calea experimentală este recomandată pentru determinarea puterilor consumate prin măsurarea acestora în diferite regimuri de lucru pe mecanisme, lanţuri cinematice sau secţiuni ale maşinii.

Puterea utilă $\mathbf{P_u}$ se poate stabili cu aproximaţie masurând puterile consumate în regim de funcţionare $\mathbf{P_F}$ şi la mers în gol $\mathbf{P_g}$:

$$P_u = P_F - P_g \qquad (3)$$

Puterea astfel determinată este ceva mai mare decât cea reală deoarece la încărcarea maşinii apar forţe suplimentare de frecare şi se măreşte deci consumul de putere respectiv. Puterile consumate pe lanţurile cinematice se stabilesc prin diferenţa dintre valorile determinate la funcţionarea cu şi fără mecanismele respective.

În principiu se fac măsuratori începând cu maşina la mers in gol eliminând apoi treptat din funcţiune mecanismele componente. Acelaşi principiu se aplică şi pentru determinarea puterilor consumate pe operaţii.

Determinarea experimentală a puterilor consumate se efectuează cu ajutorul unui wattmetru intercalat pe circuitul de alimentare al electromotorului de antrenare al maşinii.

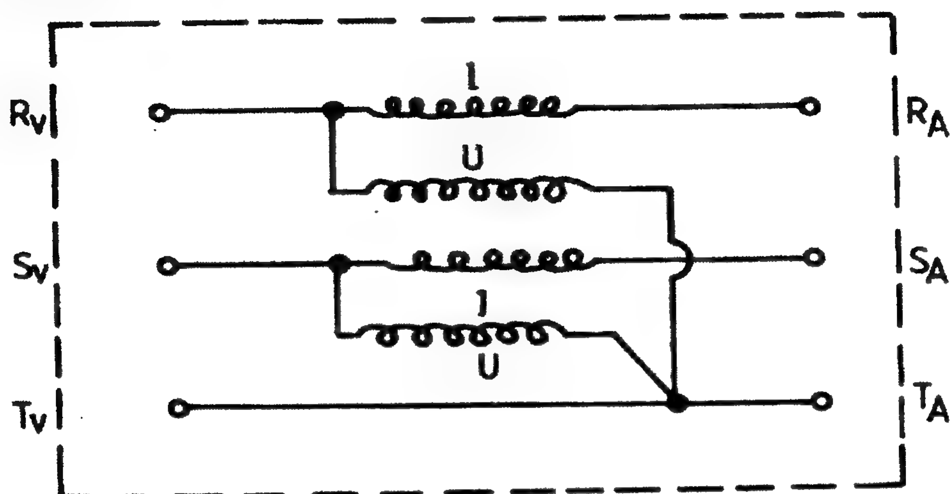
Întrucât în marea lor majoritate maşinile textile sunt acţionate cu electromotoare alimentate de la reţeaua de curent alternativ trifazat se foloseşte pentru măsurarea puterii un aparat bazat pe metoda celor două wattmetre - figura 1a, sau schema din figura 1b.

La bornele de intrare $\mathbf{R_V}$, $\mathbf{S_V}$, $\mathbf{T_V}$ se realizează conexiunile la reţea, iar electromotorul se conectează la bornele de ieşire $\mathbf{R_A}$, $\mathbf{S_A}$, $\mathbf{T_A}$.

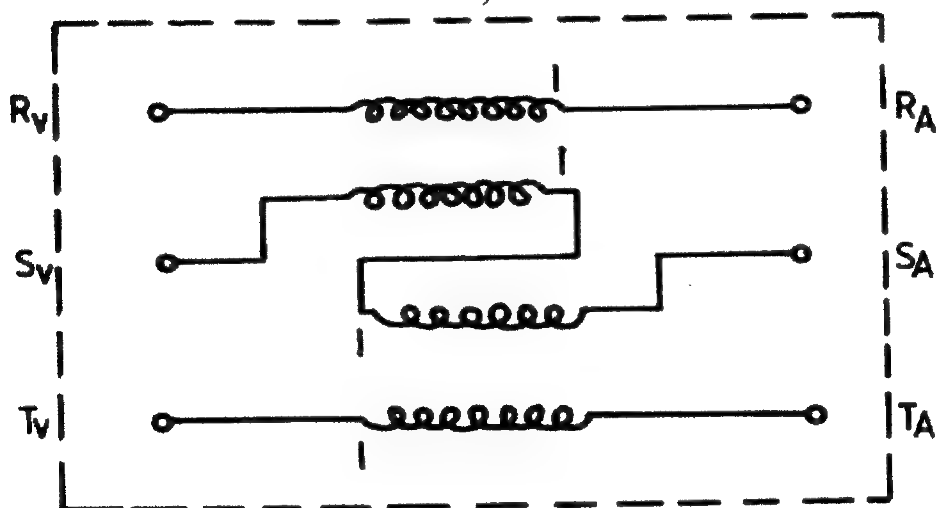
Cuplul electrodinamic care apare la trecerea curenţilor prin bobinele menţionate acţionează asupra cadrului mobil al aparatului pe care se află acul indicator; numărul de diviziuni de pe scala aparatului oferă posibilitatea stabilirii puterii consumate.

*2. Schema instalaţiei. Modul de lucru*

Pentru efectuarea măsurătorilor de putere în curent trifazic se foloseşte aparatul QN10 –Kovo/Cehia echipat cu un wattmetru. Schema de principiu este prezentată în figura 1b.




a)




b)

I – bobine de curent; U – bobine de tensiune

Figura 1

Aparatul este prevăzut şi cu posibilitatea măsurării curenţilor pe cele trei faze,a tensiunilor dintre faze şi faţă de nul, a puterii reactive şi a factorului de putere.

În figura 2 este prezentată schema de montaj pentru măsurarea puterii consumate de electromotorul de acționare al unei maşini.

Bornele de intrare **$R_V$, $S_V$, $T_V$** ale wattmetrului se leagă la rețeaua trifazică **R S T** ,iar bornele de ieşire **$R_A$, $S_A$, $T_A$** la bornele de intrare **U V W** de la electromotor; **C** reprezintă contactorul (întrerupătorul) maşinii pentru deschiderea-închiderea circuitului de alimentare.

Pe panoul aparatului se află:

- **W**-wattmetru,
- **V**-voltmetru,
- **A**-ampermetru,
- **1**-comutator pentru tensiune,
- **2**-comutator pentru curent,
- **3**-comutator pentru măsurarea tensiunilor dintre faze şi față de nul,
- **4**-comutator pentru funcționarea cu transformator de intensitate când curentul depăşeşte 100A,
- **A,V,W**-constantele aparatelor de măsură pentru poziții determinate ale comutatoarelor **1** şi **2**.

Puterea măsurată este dată de relația:

$$P=k \cdot W \qquad (4)$$

în care **k** este numărul de diviziuni indicat de wattmetru.

Ordinea operațiilor în vederea măsurării puterilor este:

- Deconectarea maşinii de la rețeaua electrică de forță (scoaterea cordonului de alimentare din priza trifazică şi a siguranțelor fuzibile de la tabloul maşinii).
- Desfacerea legăturilor de la bornele de alimentare ale electromotorului (**U V W**).
- Intercalarea aparatului de măsură pe circuitul de alimentare conform figurii 2.
- Comutatorul **4** se aşează în poziția „**0**" (pt. curenți până la 100 A).
- Comutatorul **1** se aşează în poziția 440 V (pentru rețeaua de forță 3x380V).
- Dacă nu se cunoaşte cu aproximație valoarea curentului, comutatorul **2** se va aşeza pe poziția maximă (100 A), fiind posibilă comutarea sa în timpul măsurătorilor la poziții sub 100 A până la obținerea unei indicații convenabile la wattmetru.
- Se conectează rețeaua de forță care inițial a fost deconectată conform primei operații.

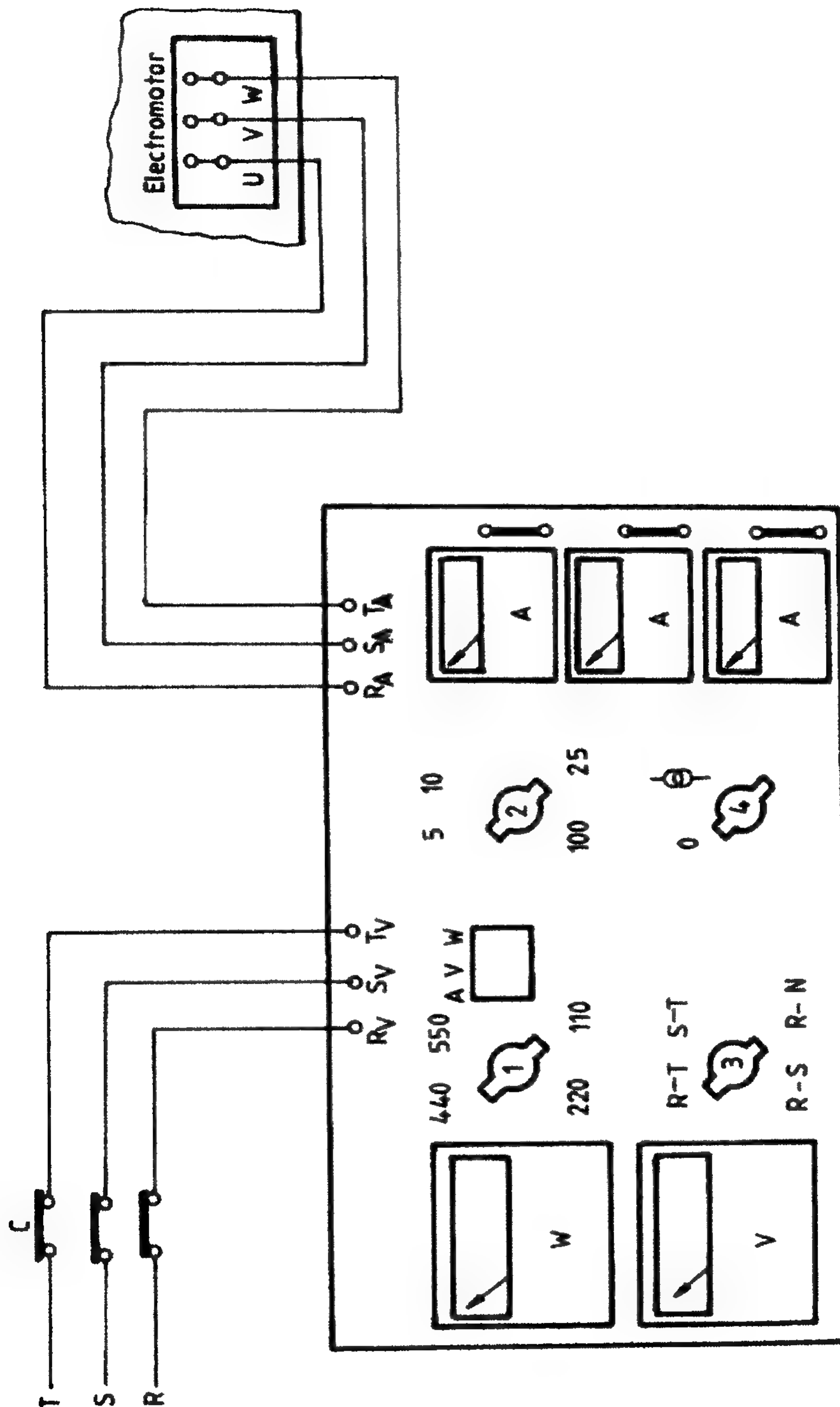

Electromotor
U
V
W
R_A
S_A
T_A
A
A
A
5
10
25
100
0
R_V
S_V
T_V
A V W
440
550
110
220
R–T
S–T
R–N
R–S
W
V
C
T
S
R

Figura 2

- Se acţionează *asupra contactorului C - figura 2;* electromotorul este pornit.
- Se citeşte indicaţia wattmerului şi se calculează puterea consumată conform relaţiei (4).
- După terminarea măsurătorilor se demontează aparatul de măsură şi se refac legăturile la electromotor; în prealabil se deconectează reţeaua trifazică conform primei operaţii.

### *3. Date experimentale*

Măsurarea puterilor se va efectua în vederea determinării consumurilor de putere pe mecanisme şi operaţii.

De exemplu la o maşină de filat cu inele se va proceda conform indicaţiilor din tabelul 1.

Tabelul 1

**Puteri măsurate**

**Maşina de filat**......................... **Turaţie fuse**...............**rot/min**
**Nr. fuse**.............................. **Fir (Nm)**..............**din**...........
**Tip fuse**............................ **Torsiune**......................**răs/m**

| Nr. crt. | Condiţii de lucru | Puterea (W) | Observaţii |
|---|---|---|---|
| 1. | Mers în sarcină la sfârşitul levatei | | |
| 2. | Idem1., fără fire şi ţevi | | |
| 3. | Idem2., fără tren de laminat | | |
| 4. | Idem3., fără banca inelelor | | |
| 5. | Idem4., fără cutia angrenajelor | | |
| 6. | Idem5., fără fuse, cureluşe şi role întinzătoare | | |
| 7. | Idem6., fără arbore principal | | |
| 8. | Idem7., fără ventilator | | |
| 9. | Electromotor acţionare | | Mers în gol |

Cu datele din tabelul 1 se obţin consumurile de putere pe operaţii şi mecanisme - *tabelul 2*.

Tabelul 2

**Puteri consumate**

**Maşina de filat........................................................................................**

| Nr crt. | Operaţii şi mecanisme | Puterea (W) | Puterea (%) | Obs. |
|---|---|---|---|---|
| 1. | Mers în sarcină la sfârşitul levatei | | | |
| 2. | Procesul tehnologic | | | |
| 3. | Trenul de laminat | | | Mers în gol |
| 4. | Mecanism mişcare bancă inele | | | Mers în gol |
| 5. | Cutia angrenajelor | | | Mers în gol |
| 6. | Fuse, cureluşe şi role întinzătoare | | | Mers în gol |
| 7. | Arbore principal | | | Mers în gol |
| 8. | Ventilator | | | |
| 9. | Electromotor acţionare | | | Mers în gol |

În mod asemănător se pot realiza determinări de consum de putere şi pentru alte tipuri de maşini – tabelele 3 şi 4.

Tabelul 3

**Puteri măsurate**

**Maşina..................................................................................................**

| Nr. crt. | Condiţii de lucru | Puterea (W) | Observaţii |
|---|---|---|---|
| | | | |
| | | | |
| | | | |

**Tabelul 4**

**Puteri consumate**

**Maşina.......................................................................................................**

| | **Operaţii şi mecanisme** | **Puterea (W)** | **Puterea (%)** | **Observaţii** |
|---|---|---|---|---|
| | | | | |
| | | | | |
| | | | | |

## Curbe de rezonanţă la fuse textile

Dintre parametrii de bază care servesc la aprecierea calităţilor de exploatare ale fuselor textile, interesează în mod deosebit cei legaţi de vibraţii:

- vitezele critice,
- zonele de rezonanţă,
- amplitudinile oscilaţiilor forţate la capătul superior al tijei fuselor.

Curbele de rezonanţă oferă posibilitatea urmăririi parametrilor menţionaţi.

La turaţiile curente de funcţionare trebuie ca amplitudinea vibraţiilor la capătul superior al tijei să aibă valori reduse; în caz contrar creşte apreciabil numărul de ruperi la fire.

Zonele de rezonanţă sunt caracterizate de amplitudini cu valori mai mari; de aceea trebuie să fie situate în afara domeniului turaţiilor de regim. Totodată curba de rezonanţă, în zonele menţionate, trebuie să fie cât mai aplatizată pentru ca la pornire bobina plină să nu atingă cursorul.

Un dezechilibru sporit al bobinei conduce la creşteri ale amplitudinilor tijei.

În cadrul acestei aplicaţii este prezentat modul de obţinere a curbelor de rezonanţă la fuse textile pentru diferite valori ale dezechilibrului bobinei, în vederea stabilirii parametrilor calitativi privind vibraţiile.

### *1. Fundamente fizice*

Pentru urmărirea oscilaţiilor capătului superior al tijei fusului se utilizează un traductor fotoelectric care permite măsurarea amplitudinii vibraţiilor fără contact direct cu tija fusului.

În figura 1 este prezentată schema de principiu a traductorului folosit pentru experimentare.

Vibraţiile capătului superior al tijei fusului **1** produc variaţii ale fluxului luminos **2**, preluat de fotodioda **3**. Apar astfel variaţii de curent care sunt proporţionale cu amplitudinea; acestea sunt preluate de amplificatorul **4** şi transmise atât la un instrument indicator **5**, cât şi la un osciloscop catodic **6** – pentru urmărirea caracterului vibraţiilor.

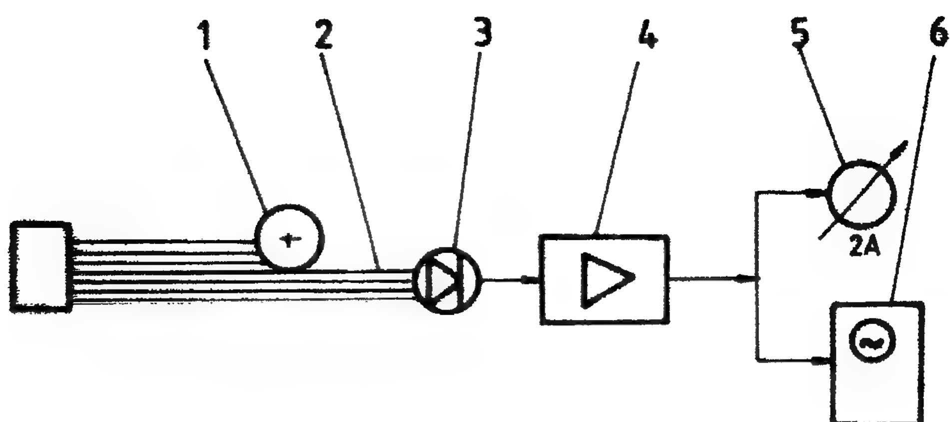



Figura 1

*2. Schema instalaţiei. Modul de lucru*

Variatorul de viteză - figura 2, acţionează prin cureaua de antrenare **8** fusul de încercat **1**. Vibraţiile capătului superior al tijei fusului înregistrate de traductorul **9** sunt transmise prin amplificatorul **4** la osciloscopul **6** şi instrumentul **5**.

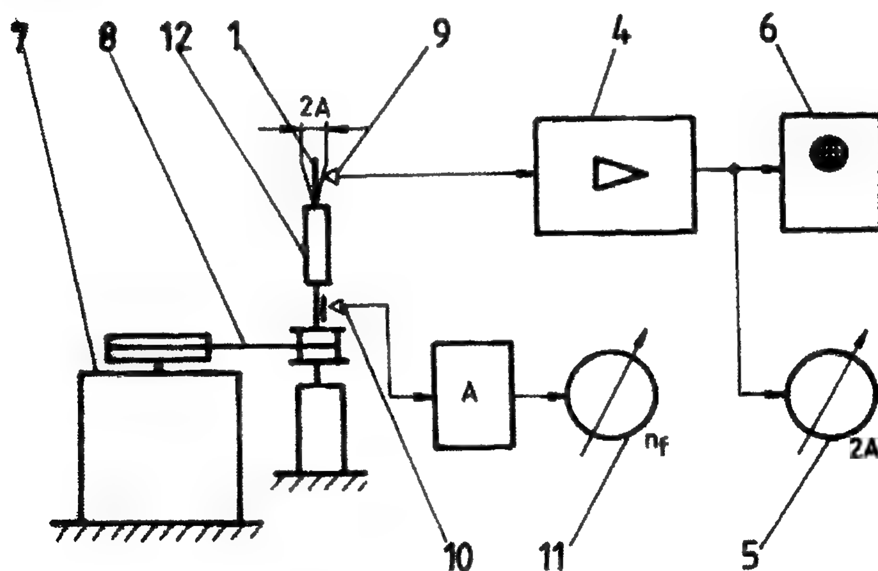



Figura 2

Încercările se realizează atât pentru fusul gol – fără cops şi bobină, cât şi pentru fusul cu bobină (echilibrată şi dezechilibrată), antrenând fusul la diferite valori ale turaţiei în limitele care să cuprindă începutul zonei de rezonanţă şi turaţia maximă de exploatare.

Pentru a avea controlul dezechilibrului, bobina reală este înlocuită cu o bobină echivalentă metalică **12** amplasată la nivelul centrului de greutate al bobinei reale, având aceiaşi masă şi aceleaşi momente de inerţie. Pe bobina echivalentă se pot monta greutăţi cu ajutorul cărora se reglează dezechilibrul la valorile stabilite pentru încercări.

Înainte de efectuarea măsurătorilor se etalonează instalaţia astfel: se aşează pe tija fusului, în calea fluxului luminos, un inel etalon cu excentricitate cunoscută (de exemplu 0,5 mm); rotind fusul se reglează amplificarea, astfel ca la instrument să se obţină indicaţia corespunzătoare.

Turaţia fusului se măsoară cu traductorul magnetic **10**, blocul electronic **A** şi instrumentul indicator **11**.

### *3. Date experimentale*

Vor fi încercate două tipuri de fuse textile care fac parte din categoria fuselor uşoare, în gama turaţiilor de 1500.....18000 rot/min pentru următoarele situaţii:

- fără bobină;
- cu bobină echilibrată;
- cu bobină dezechilibrată (valoarea momentului de dezechilibru fiind 1, 2 şi $3x10^{-5}$ Kg·m pentru fuse uşoare).

Datele experimentale se înscriu în tabelele 1 şi 2 transpunându-se apoi curbele de rezonanţă corespunzătoare pe graficele din figurile 3 şi 4.

Urmărind graficele din figurile 3 şi 4 se poate stabilii o serie de concluzii cu privire la:

- întinderea zonelor de rezonanţă;
- valorile amplitudinilor în zonele de rezonanţă;
- valorile amplitudinilor în zonele de lucru;
- influenţa dezechilibrului asupra amplitudinilor.

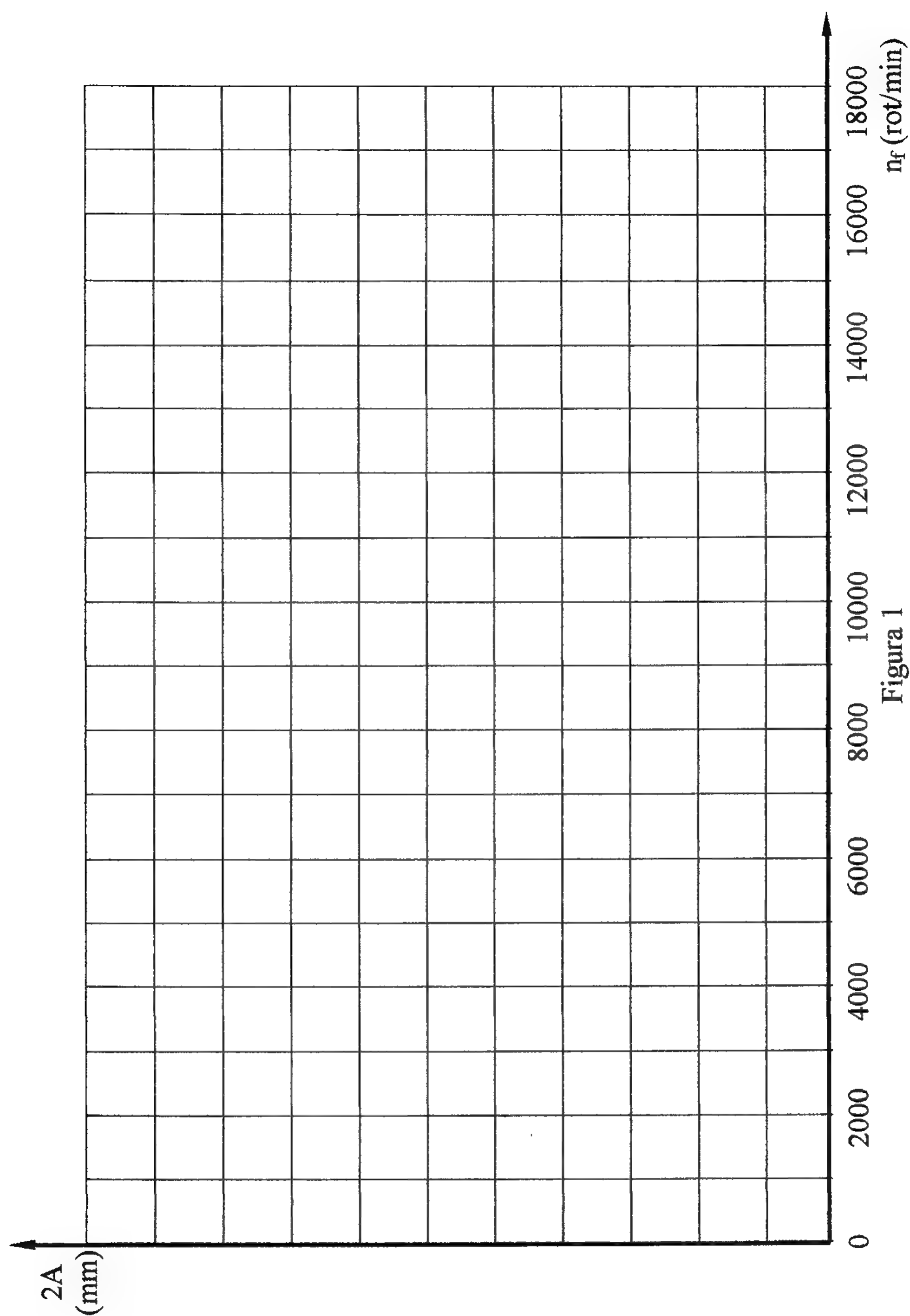
Se menţionează că dubla amplitudine în zona de lucru nu trebuie să depăşească 0,35 mm.

Tabelul 1

| Nr. crt. | Viteza de rotație a fusului (rot/min) | Fără bobină | Cu bobină şi moment de dezechilibru δ (Kg·m) | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | δ =0 | δ = = 1 x $10^{-5}$ | δ = = 2 x $10^{-5}$ | δ = = 3 x $10^{-5}$ |
| 1. | 1800 | | | | | |
| 2. | 2000 | | | | | |
| 3. | 2200 | | | | | |
| 4. | 2400 | | | | | |
| 5. | 2600 | | | | | |
| 6. | 2800 | | | | | |
| 7. | 3000 | | | | | |
| 8. | 3500 | | | | | |
| 9. | 4000 | | | | | |
| 10. | 5000 | | | | | |
| 11. | 6000 | | | | | |
| 12. | 8000 | | | | | |
| 13. | 10000 | | | | | |
| 14. | 12000 | | | | | |
| 15. | 14000 | | | | | |
| 16. | 16000 | | | | | |
| 17. | 18000 | | | | | |

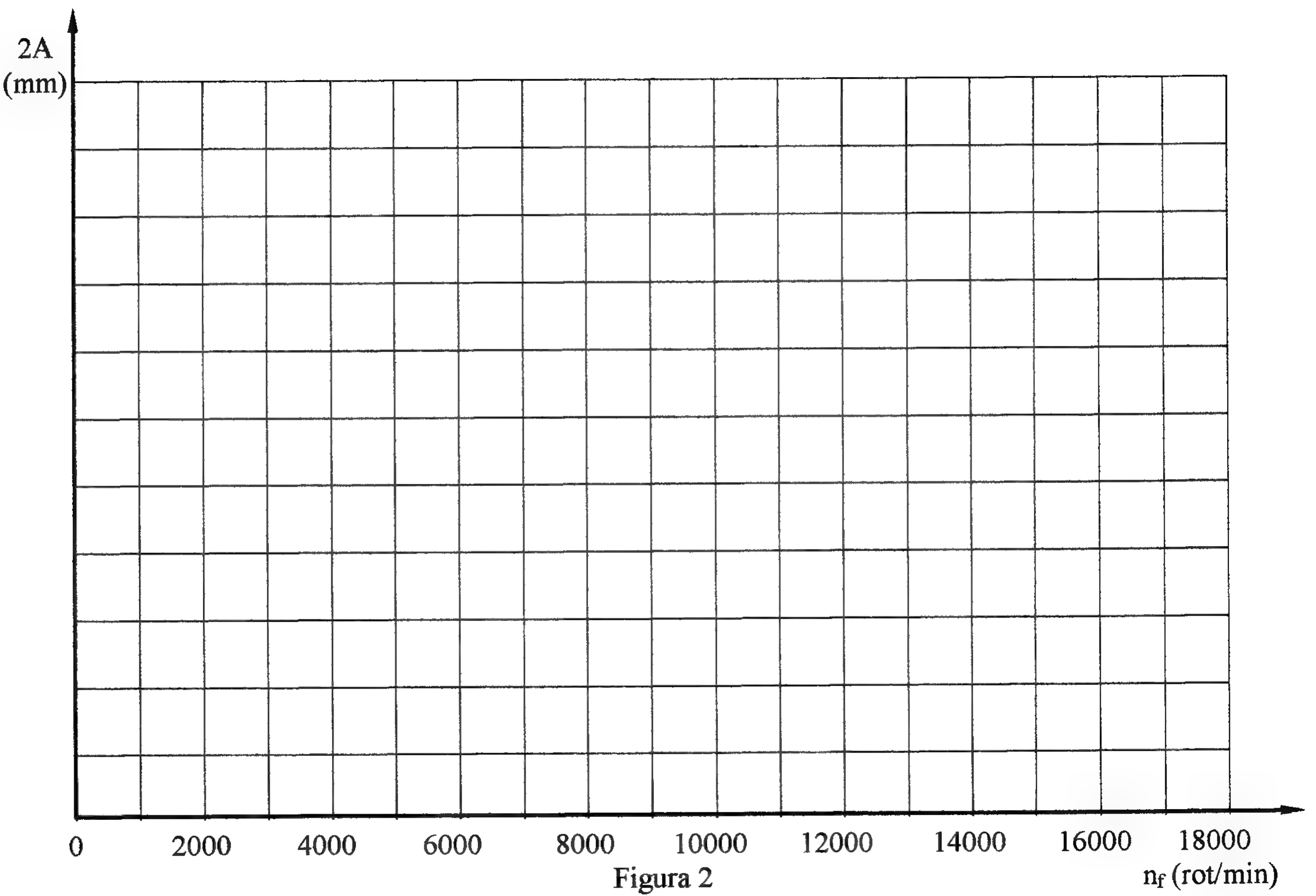
Tabelul 2

| Nr. crt. | Viteza de rotație a fusului (rot/min) | Fără bobină | Cu bobină și moment de dezechilibru δ (Kg·m) | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | δ =0 | δ = = 1 x $10^{-5}$ | δ = = 2 x $10^{-5}$ | δ = = 3 x $10^{-5}$ |
| 1. | 1800 | | | | | |
| 2. | 2000 | | | | | |
| 3. | 2200 | | | | | |
| 4. | 2400 | | | | | |
| 5. | 2600 | | | | | |
| 6. | 2800 | | | | | |
| 7. | 3000 | | | | | |
| 8. | 3500 | | | | | |
| 9. | 4000 | | | | | |
| 10. | 5000 | | | | | |
| 11. | 6000 | | | | | |
| 12. | 8000 | | | | | |
| 13. | 10000 | | | | | |
| 14. | 12000 | | | | | |
| 15. | 14000 | | | | | |
| 16. | 16000 | | | | | |
| 17. | 18000 | | | | | |



n_f (rot/min)
0
2000
4000
6000
8000
10000
12000
14000
16000
18000
2A (mm)


Figura 1



2A
(mm)
0
2000
4000
6000
8000
10000
12000
14000
16000
18000
nf (rot/min)


Figura 2

**Echilibrarea dinamică a tamburilor de cardă**

Echilibrarea dinamică a cilindrilor de cardă aflați în mişcare de rotație, ca de exemplu tamburul principal, cilindrul perietor, cilindrul rupător, conduce la evitarea vibrațiilor cu amplitudini care depăşesc limitele admisibile.

Prin limitarea amplitudinilor vibrațiilor se creează condiții mult îmbunătățite pentru menținerea ecartamentelor la valoarea prescrisă, reducerea încărcării lagărelor şi o funcționare liniştită a întregii maşinii.

***1. Fundamente fizice***

Echilibrarea dinamică se efectuează cu o instalație portabilă, fără demontarea cilindrului de pe cardă, măsurându-se valorile amplitudinilor vibrațiilor lagărelor în regim constant de viteză, ω=constant – figura 1.

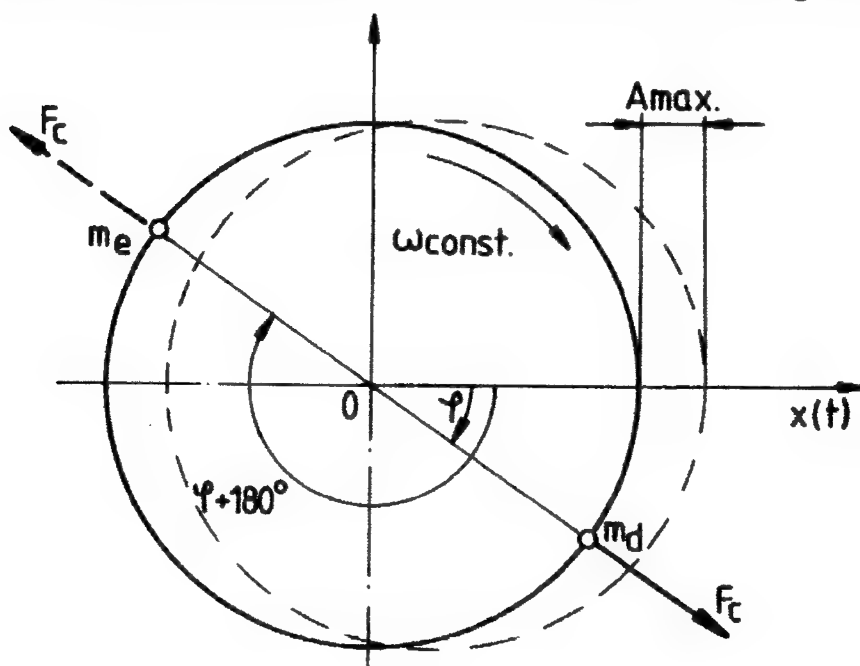



Figura 1

În asemenea condiţii se obţine proporţionalitate între amplitudinea $A_{max}$ şi masa de dezechilibru $m_d$ care provoacă această amplitudine, precum şi menţinerea la aceeaşi valoare (indiferent de mărimea dezechilibrului) a unghiului de fază φ dintre direcţia deplasării maxime $A_{max}$ şi forţa centrifugă $F_c$ provocată de $m_d$. Masa $m_d$ se află totdeauna în avans faţă de direcţia deplasării maxime.

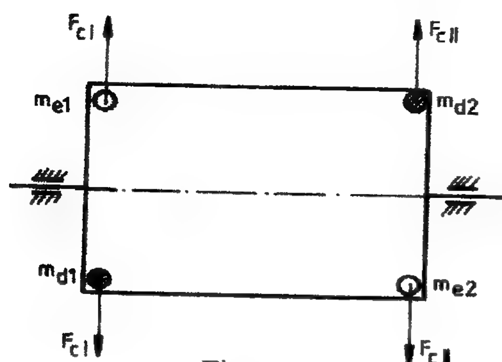


Figura 2

Pentru echilibrare se amplasează o masă $m_e$ în poziţie **φ+180°** cu valoare stabilită în funcţie de valoarea amplitudinii $A_{max}$.

Echilibrarea dinamică se efectuează succesiv pentru cele două plane **I** şi **II** de la capetele tamburului - figura 2, anulându-se astfel cuplul forţelor centrifuge provocate de masele de dezechilibru $m_{d1}$ şi $m_{d2}$.

***2. Schema bloc. Principiul de funcţionare***

Schema bloc a instalaţiei de echilibrare dinamică este prezentată în figura 3. De la rotorul în mişcare sunt captate un semnal aproximativ sinusoidal obţinut cu ajutorul traductoarelor seismice $Tr_1$ şi $Tr_2$, proporţional cu amplitudinile vibraţiilor lagărelor în plan orizontal şi un semnal sub formă de impulsuri triunghiulare obţinut cu traductorul magnetic $Tr_3$ de la un excitator (material magnetic sau feromagnetic) fixat pe rotor, reprezentând poziţia „zero" de referinţă pentru măsurarea unghiurilor de poziţie; de menţionat că perioada acestor semnale este aceeaşi.

Semnalele de la traductoarele seismice sunt amplificate şi filtrate (bloc electronic **A**) apoi prelucrate cu ajutorul unui detector (bloc electronic **B**), pentru ca la instrumentul de măsură să se poată citi valorile maselor de dezechilibru $m_d$ din planele **I**, respectiv **II** de la extremităţile rotorului, mase care sunt proporţionale cu amplitudinile vibraţiilor lagărelor.

Semnalele triunghiulare de la traductorul de poziţie $Tr_3$ sunt amplificate şi transformate în semnale dreptunghiulare folosind circuite adecvate (blocurile electronice **A** şi **E**);acestea sunt preluate de un integrator (bloc electronic **F**), obţinîndu-se la ieşire valoarea vitezei rotorului.

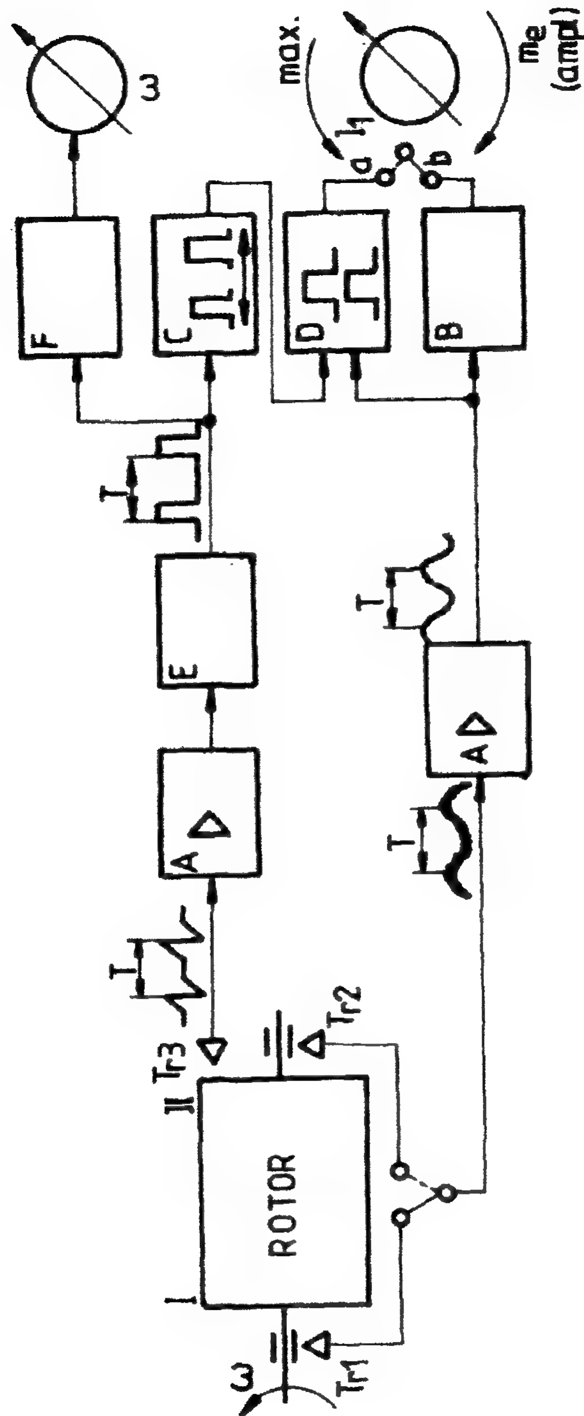



Figura 3

Pentru cunoaşterea poziţiilor unghiulare ale amplitudinilor vibraţiilor lagărelor faţă de reperul „zero" menţionat mai sus, semnalul sinusoidal de la $\mathbf{Tr_1}$ sau $\mathbf{Tr_2}$ este transformat în semnal dreptunghiular în detectorul de fază **D** în care este introdus şi semnalul dreptunghiular de poziţie trecut prin defazorul **C**; acţionând asupra defazorului, semnalul de ieşire se va decala cu o anumită valoare θ pentru ca cele două semnale intrate în detectorul de fază să fie în fază. La instrumentul indicator apare o deviaţie maximă. Pe defazor se citeşte valoarea unghiului θ.

Traductoarele seismice $\mathbf{Tr_1}$ şi $\mathbf{Tr_2}$ sunt executate în conformitate cu schiţa din figura 4. În câmpul magnetic creat de magneţii permanenţi **1**, fixaţi pe carcasa **2**, pot oscila în plan orizontal bobinele **3**, care împreună cu placa de cupru **4** sunt prinse elastic faţă de carcasă prin lamelele **5**. Carcasa traductorului se fixează cu ajutorul piesei **6** de capacul lagărului prin intermediul unui braţ rigid.

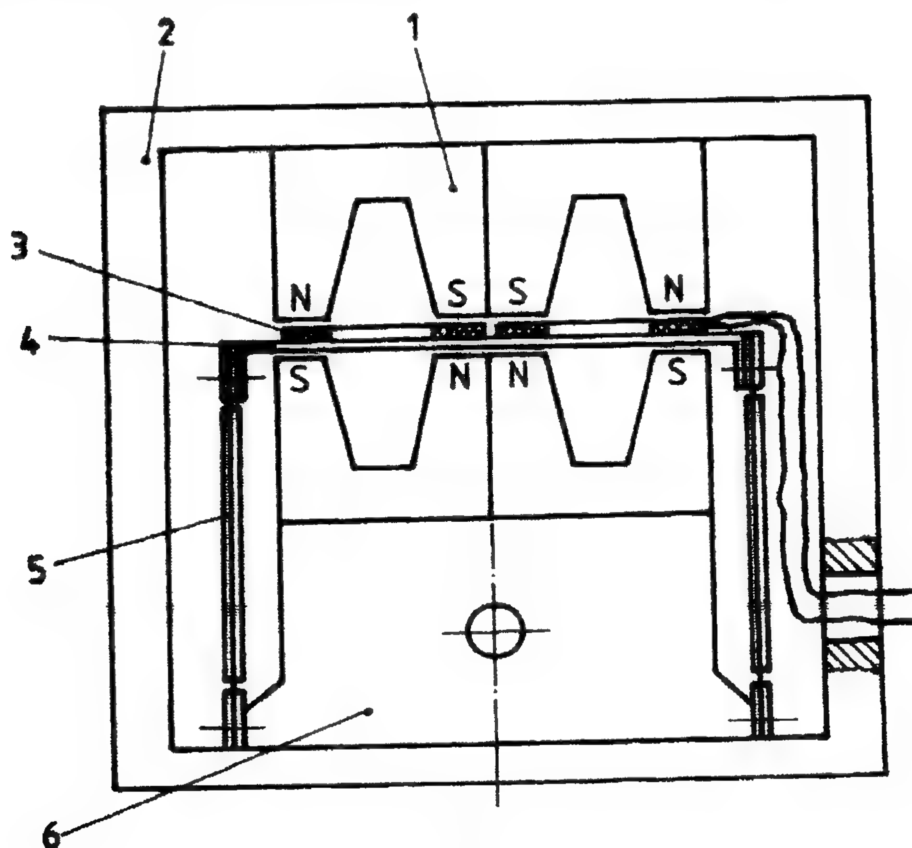



Figura 4

În timpul funcţionării maşinii, vibraţiile lagărului în plan orizontal produc mişcări relative ale bobinelor faţă de grupul de magneţi şi drept urmare, iau naştere curenţi de inducţie care au o frecvenţă egală cu frecvenţa de rotaţie; tensiunile respective indicate de instrumentul de măsură final sunt proporţionale cu amplitudinile vibraţiilor lagărelor.

***3. Modul de lucru***

În starea de echilibrare existentă (de exemplu pentru planul I), se lansează rotorul la turaţia **n** stabilită. Cu indicaţia instrumentului (comutatorul $\mathbf{I_1}$ în poziţia **b** - figura 3) se calculează amplitudinea **OA** a lagărului (figura 5). Se acţionează asupra defazorului (comutatorul $\mathbf{I_1}$ în poziţia **a** - figura 3) până se obţine deviaţia maximă la instrument, citindu-se apoi pe cadranul defazorului unghiul de poziţie $\theta_A$ sub care se trasează vectorul **OA** la o scară corespunzătoare.

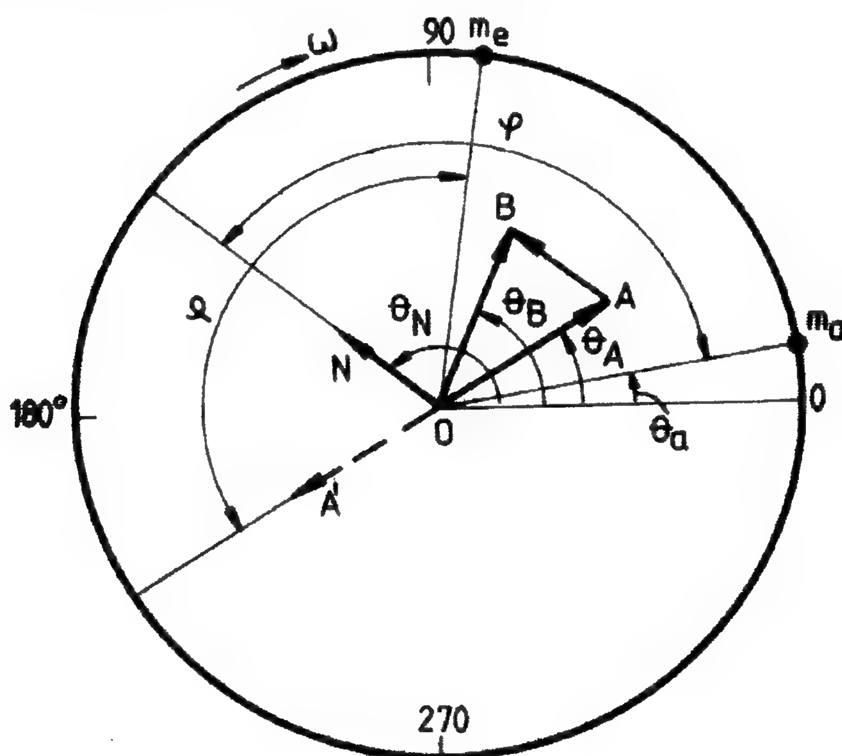



Figura 5

Se aşează pe rotor, în planul de echilibrare o masă $\mathbf{m_a}$ sub un unghi $\theta_a$ arbitrar ales. Rotorul fiind din nou pus în mişcare se determină, aşa cum

s-a procedat anterior, amplitudinea **OB** şi unghiul $\theta_B$ cu care se completează diagrama din figura 5. Vectorul **AB** reprezintă deplasarea provocată numai de masa $\mathbf{m_a}$, având poziţia precizată de unghiul $\theta_N$ (**AB** şi **ON** sunt paralele şi egale).

Unghiul de fază este:

$$\varphi = \theta_N - \theta_a$$

Valoarea masei de echilibrare, ţinând seama de proporţionalitatea deplasărilor cu masele care le-au provocat, rezultă:

$$m_e = \frac{OA}{AB} \cdot m_a$$

Echilibrarea în planul **I** se obţine amplasând masa $\mathbf{m_e}$ în avans cu unghiul de fază $\varphi$ faţă de un vector **OA'** opus lui **OA**; masa auxiliară $\mathbf{m_a}$ se scoate de pe rotor.

Aceleaşi operaţii se efectuează şi pentru planul **II**.

Se recomandă a se verifica echilibrarea din planul **I** şi a se face corecţia cuvenită întrucât schimbările din planul **II** pot aduce modificări care să situeze dezechilibrul peste limitele prescrise.

*Observaţii:*

a) Amplitudinile vibraţiilor lagărelor se calculează cu relaţia:

$$\mathbf{A} = \mathbf{K_A} \cdot \mathbf{K_T} \cdot \mathbf{A_D} \ (\mu m)$$

în care, $\mathbf{A_D}$ reprezintă numărul de diviziuni citite la instrumentul de măsură (tasta $\mathbf{T_2}$ jos), $\mathbf{K_A}$ este factor de sensibilitate (0,01; 0,1; 1; 10), $\mathbf{K_T}$ este constanta traductorului seismic.

b) Masa auxiliară $\mathbf{m_a}$ se adoptă cu o valoare de 1...3 kg.

c) Unghiurile de poziţie θ° se stabilesc cu relaţia:

$$\theta^0 = K_\theta \cdot \theta_1^\circ$$

în care, $\mathbf{K_\theta}$ este valoarea citită pe scara defazorului pentru poziţia când la instrumentul $\mathbf{A_D}$ se obţine o deviaţie maximă, $\theta_1^\circ$ se obţine din graficul prezentat în figura 6 pentru turaţia **n** indicată de instrument.

În cazul în care se obţin pentru cele două poiziţii limită la defazor deviaţii **a** şi **b** la instrumentul $\mathbf{A_D}$, unghiurile de poziţie θ° se calculează cu relaţia:

$$\theta^\circ = \theta_1^\circ + \frac{\theta_s^\circ}{1 + a/b}$$

în care, $\theta_1^\circ$ şi $\theta_s^\circ$ se iau cu valorile corespunzătoare turaţiei **n** din graficul prezentat în figura 6.

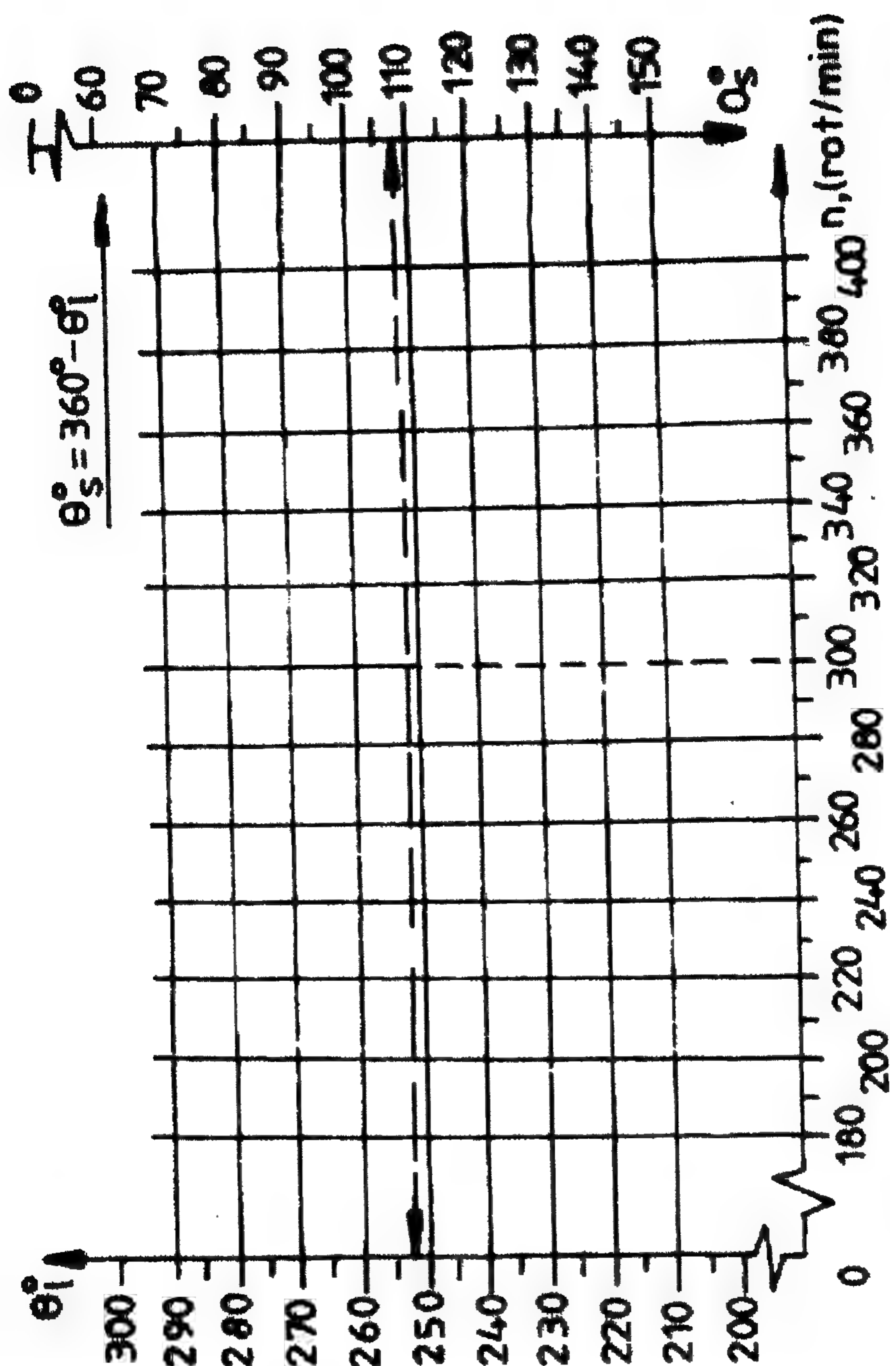

θ°s = 360° − θ°I
n,(rot/min)
θ°s
θ°I
0 160 200 220 240 260 280 300 320 340 360 380 400
60 70 80 90 100 110 120 130 140 150
300 290 280 270 260 250 240 230 220 210 200

Figura 6

d) După amplasarea maselor de echilibrare se măsoară amplitudinile finale $A_f$ ,care nu trebuie să depăşească limitele admise ($A_{adm} \leq 3\mu m$ pentru carde).

e) Datele măsurate şi calculate se înregistrează în tabelul 1 care însoţeşte diagrama.

Tabelul 1

| Planul de echilibrare | OA (div) | $A_I$* (μm) | $\theta°_A$ | $m_a$ (g) | $\theta°_a$ | OB (div) |
|---|---|---|---|---|---|---|
| I | | | | | | |
| I | | | | | | |
| II | | | | | | |
| II | | | | | | |

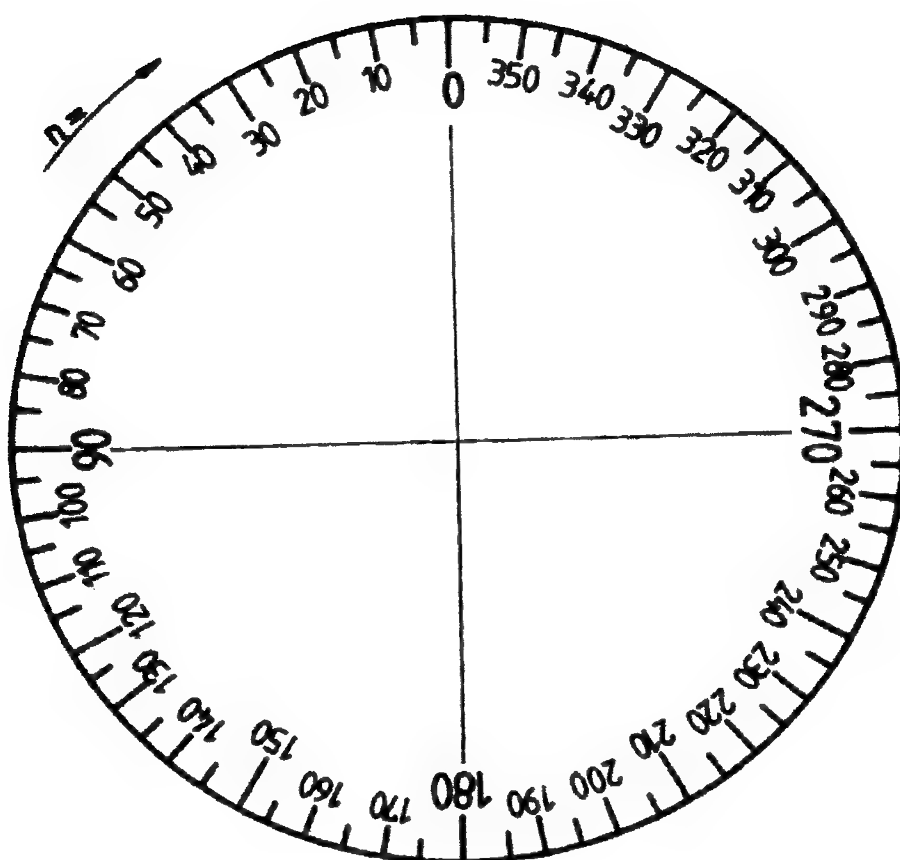
Tabelul 1 (continuare)

| Planul de echilibrare | $\theta°_B$ | AB (div) | $m_e$** (g) | $OA_f$ (div) | $A_f$*** (μm) | Obs. |
|---|---|---|---|---|---|---|
| I | | | | | | |
| I | | | | | | |
| II | | | | | | |
| II | | | | | | |

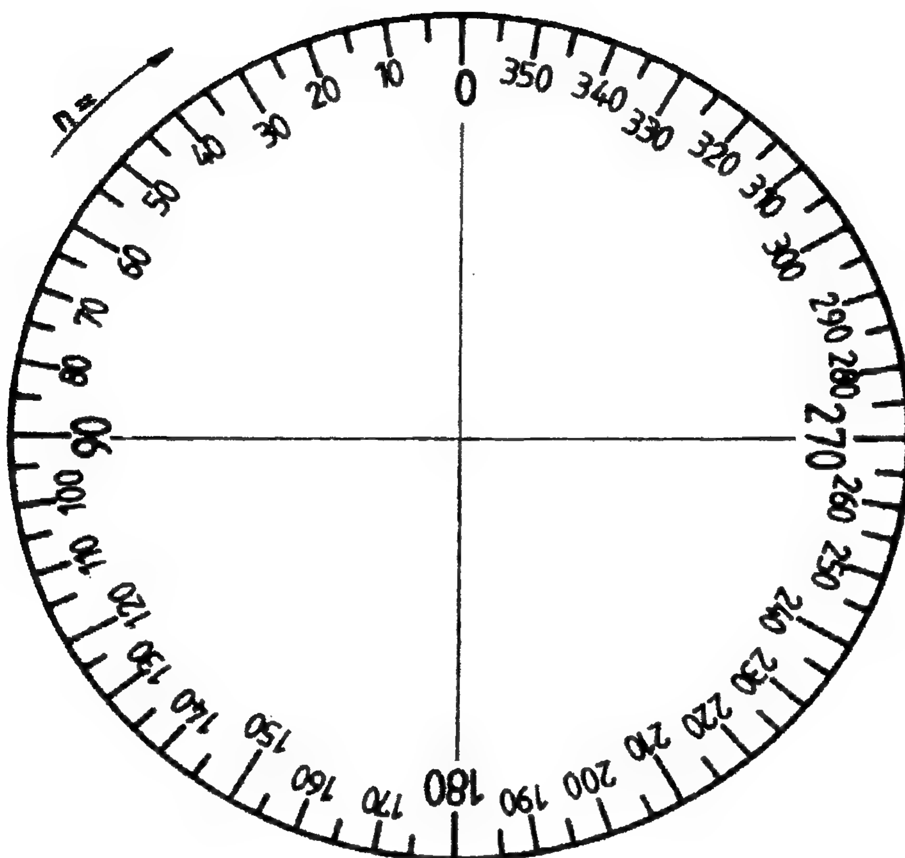
* $A_i = K_A \cdot K_T \cdot OA$ (μm) — Amplitudinea iniţială (starea existentă)

** $m_e = \frac{OA}{AB} \cdot m_a$ — Masa de echilibrare

*** $A_f = K_A \cdot K_T \cdot OA_f$ — Amplitudinea finală (după echilibrare).




Planul de echlibrare I




Planul de echlibrare **II**

## Factori care influenţează consumul de putere la fusele textile

Ponderea cea mai mare de putere consumată la maşinile de filat si de răsucit cu inele revine fuselor textile. Acest consum de putere depinde atât de soluția constructivă, cât şi de condițiile de exploatare.

Factorii cei mai importanţi legaţi de exploatare sunt:

- turaţia fusului,
- dimensiunile bobinei,
- caracteristicile bobinelor (felul fibrelor,torsiunea ,finețea),
- dezechilibrul bobinei,
- tensiunea de înfăşurare,
- vâscozitatea uleiului din cupa fusului,
- stadiul rodajului.

Cunoaşterea influenței factorilor enumerați asupra consumului de putere oferă posibilitatea stabilirii măsurilor corespunzatoare în vederea îmbunătățirii exploatării fuselor de la maşinile de filat şi de răsucit.

### *1. Fundamente fizice*

Pentru determinarea consumului de putere la fusele textile se foloseşte un dinamometru de torsiune -.figura 1,cu ajutorul căruia se măsoară momentul de rotaţie $\mathbf{M_{td}}$ necesar pentru antrenarea cureluşei care roteşte la rândul ei fusul.

Dinamometrul de torsiune este alcătuit din roata **1** fixată pe tija **2**, roata **3** libera pe tija **2** şi arcul elicoidal de torsiune **4** care leagă elastic roțile **1** şi **3**.

În timpul rotirii intervine consumul de putere al fusului astfel încât între cele două roți apare momentul $\mathbf{M_{td}}$ care torsionează arcul **4** cu un unghi $\boldsymbol{\theta}$.

Dinamometrul este prevăzut cu un amortizor hidraulic menit să atenueze oscilaţiile relative dintre roțile **3** şi **4**.

Unghiul $\boldsymbol{\theta}$, proporțional cu $\mathbf{M_{td}}$,este măsurat cu ajutorul traductoarelor de poziție $\mathbf{T_I}$ şi $\mathbf{T_{II}}$ ale căror semnale sunt prelucrate într-un bloc

electronic **B** care la ieşire este prevăzut cu un indicator pentru $\mathbf{M_{td}}$ şi un indicator pentru $\boldsymbol{\omega_d}$.

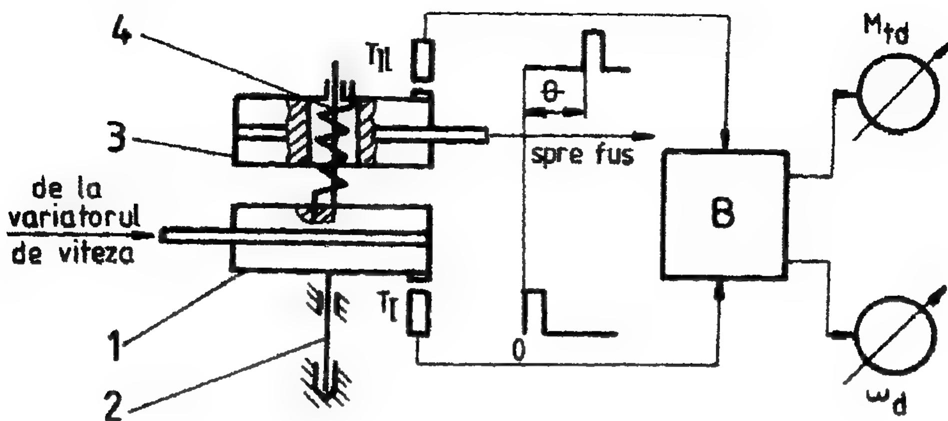



Figura 1

*2. Schema instalaţiei .Modul de lucru*

Fusul **5** pentru încercat – figura 2, primeşte mişcarea de rotaţie de la variatorul de viteza **6** prin intermediul dinamometrului de torsiune 7, a curelelor de antrenare **8** şi **9** şi a rolei întinzătoare **10** care realizează în curea o forţă de întindere constantă.

Puterea consumată de fus ,în watti, se determină cu relaţia :

$$P=\omega_d \cdot M_{td}-P_0 \tag{1}$$

în care: $\boldsymbol{\omega_d}$ -viteza unghiulară a dinamometrului ,în rad/s,

$\mathbf{M_{td}}$ -momentul de răsucire indicat de dinamometru ,în N m,

$\mathbf{P_0}$ - puterea consumată în gol de dinamometru, cureluşa **9** şi rola întinzatoare **10**, antrenându-le numai pe acestea ,în watti.

Puterea se calculează cu relaţia:

$$P_0=\omega_d \cdot M_{tdo} \tag{2}$$

în care $\mathbf{M_{tdo}}$ este momentul de răsucire citit la dinamometru antrenând numai cureluşa şi rola întinzatoare ,în N m.

În vederea determinării influenţei dezechilibrului bobinei asupra consumului de putere, bobina reală este înlocuită cu o bobina metalică echivalentă **11** (cu aceeaşi masă şi acelaşi moment de inerţie faţă de axa principală) cu posibilitatea reglării dezechilibrului la valoarea stabilită iniţial.

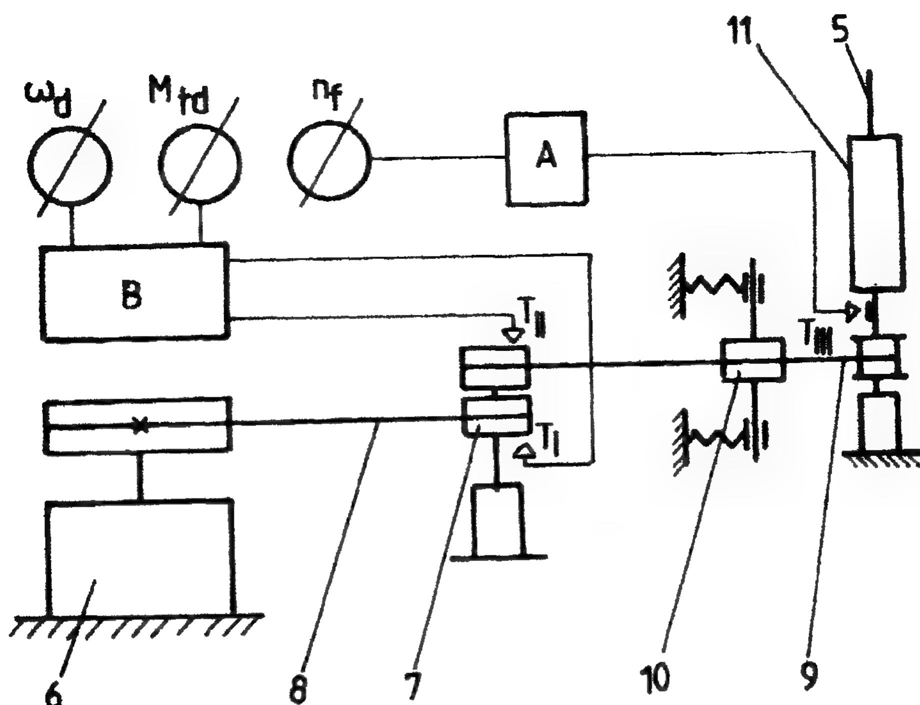



Figura 2

Pentru determinările legate de influenţa felului fibrelor asupra consumului de putere se folosesc bobine reale.

Turaţia fusului se măsoară cu traductorul magnetic **$T_{III}$**, blocul electronic **A** şi indicatorul **$n_f$**.

### *3. Date experimentale*

Pe standul de probă se vor determina consumurile de putere ale fuselor după urmatorul program:

a) Stabilirea puterii pierdute prin frecare , **$P_0$**.

b) Stabilirea consumului de putere funcţie de turaţia fusului în urmatoarele variante :

- fara bobină;
- cu bobină echilibrată;
- cu bobină dezechilibrată (valoarea momentului de dezechilibru fiind, spre exemplu, la fuse uşoare de 1, 2, 3 x $10^{-5}$ Kg m);
- cu bobine de acelaşi volum, pe care sunt înfăşurate fire din diferite fibre (viscoză, lână, bumbac, in, PNA, etc) cu aceeaşi fineţe şi torsiune.

Datele experimentale se înscriu in tabelele 1, 2 şi 3 trasându-se apoi curbele consumului de putere corespunzătoare pe graficele din figurile 3 şi 4.

Urmărind graficele din figurile 3 si 4 vor fi trase concluzii cu privire la valorile puterii consumate de fuse la mers în gol, la influenţa dezechilibrului bobinei şi a felului fibrelor de pe bobină asupra acestui consum energetic..

Se va calcula economia de energie pentru 100.000 de fuse pe durata unui an dacă s-ar lucra cu un dezechilibru de $1x10^{-5}$ în loc de $3x10^{-5}$ Kg m.

Tabelul 1

Puterea $P_0$ (W) pierdută prin frecările dinamometrului cu aerul şi la transmisia prin cureluşă

| Viteza de rotaţie a fusului $n_f$ (rot/min) | Viteza unghiulară a dinamometrului $\omega_d$ (rad/s) | Momentul de rasucire $M_{tdo}$ (N m) | Puterea pierdută $P_0$ (w) |
|---|---|---|---|
| 3000 | | | |
| 4000 | | | |
| 5000 | | | |
| 6000 | | | |
| 7000 | | | |
| 8000 | | | |
| 9000 | | | |
| 10000 | | | |
| 11000 | | | |
| 12000 | | | |
| 13000 | | | |
| 14000 | | | |
| 15000 | | | |
| 16000 | | | |
| 17000 | | | |
| 18000 | | | |

Tabelul 2

Consumul de putere la fusul................................

| Viteza de rotaţie a fusului $n_f$ | Fără bobină | | Cu bobină şi moment de dezechilibru δ (kg m) | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | δ = 0 | | δ = 1 x $10^{-5}$ | | δ = 2 x $10^{-5}$ | | δ = 3 x $10^{-5}$ | |
| | $M_{td}$ | P | $M_{td}$ | P | $M_{td}$ | P | $M_{td}$ | P | $M_{td}$ | P |
| (rot/min) | | | | | | | | | | |
| 3000 | | | | | | | | | | |
| 4000 | | | | | | | | | | |
| 5000 | | | | | | | | | | |
| 6000 | | | | | | | | | | |
| 7000 | | | | | | | | | | |
| 8000 | | | | | | | | | | |
| 9000 | | | | | | | | | | |
| 10000 | | | | | | | | | | |
| 11000 | | | | | | | | | | |
| 12000 | | | | | | | | | | |
| 13000 | | | | | | | | | | |
| 14000 | | | | | | | | | | |
| 15000 | | | | | | | | | | |
| 16000 | | | | | | | | | | |
| 17000 | | | | | | | | | | |
| 18000 | | | | | | | | | | |

Tabelul 3

Consumul de putere P (W) în funcţie de materialul prelucrat pe maţină

| Viteza de rotaţie a fusului $n_f$ | Tipul fibrelor din firul înfăşurat pe bobină | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Viscoză | | Bumbac | | Lână | | PNA | | In | |
| | $M_{td}$ | P | $M_{td}$ | P | $M_{td}$ | P | $M_{td}$ | P | $M_{td}$ | P |
| (rot/min) | (N m) | (W) | (N m) | (W) | (N m) | (W) | (N m) | (W) | (N m) | (W) |
| 3000 | | | | | | | | | | |
| 4000 | | | | | | | | | | |
| 5000 | | | | | | | | | | |
| 6000 | | | | | | | | | | |
| 7000 | | | | | | | | | | |
| 8000 | | | | | | | | | | |
| 9000 | | | | | | | | | | |
| 10000 | | | | | | | | | | |
| 11000 | | | | | | | | | | |
| 12000 | | | | | | | | | | |
| 13000 | | | | | | | | | | |
| 14000 | | | | | | | | | | |
| 15000 | | | | | | | | | | |
| 16000 | | | | | | | | | | |
| 17000 | | | | | | | | | | |
| 18000 | | | | | | | | | | |

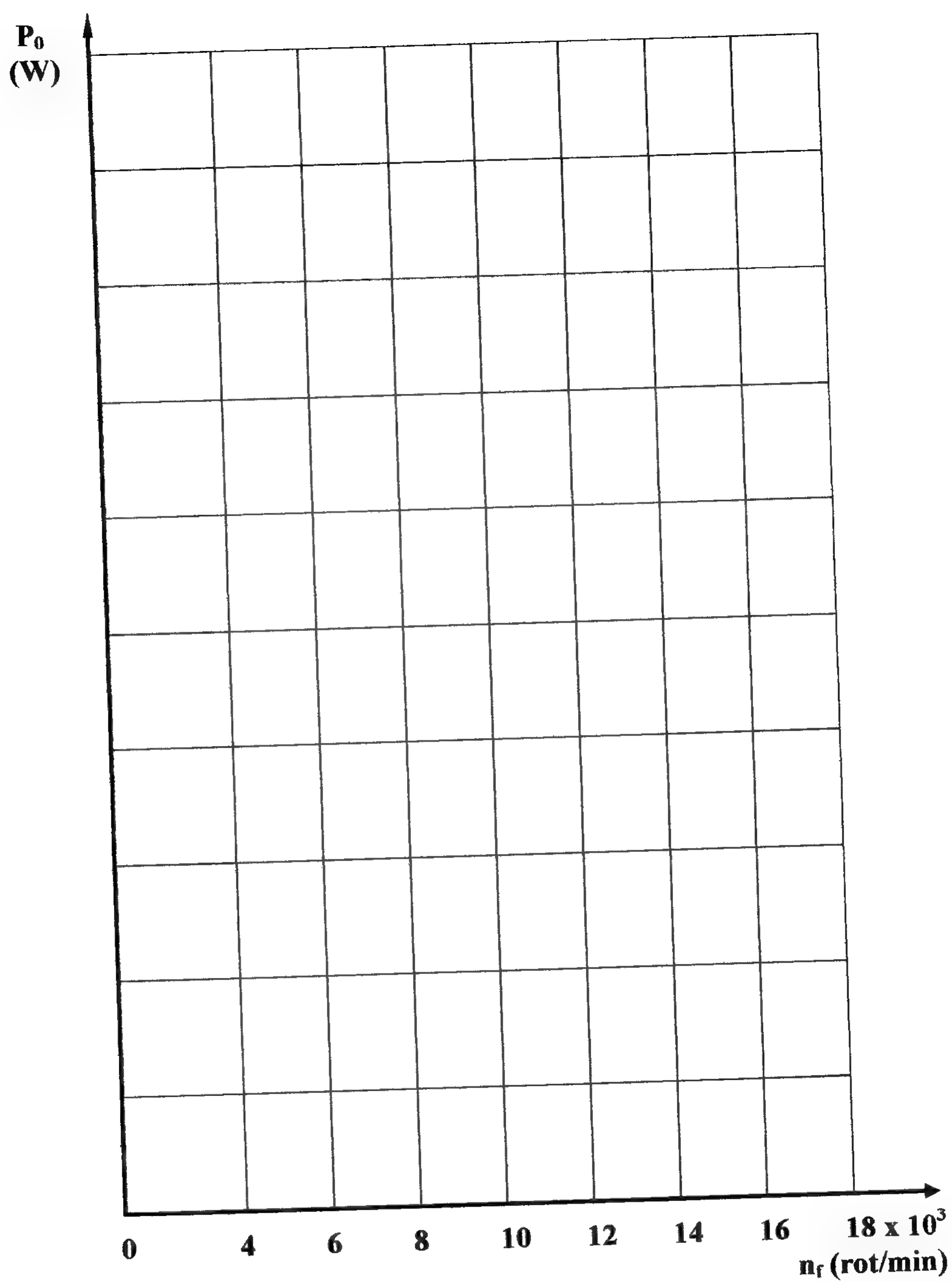



Figura 3

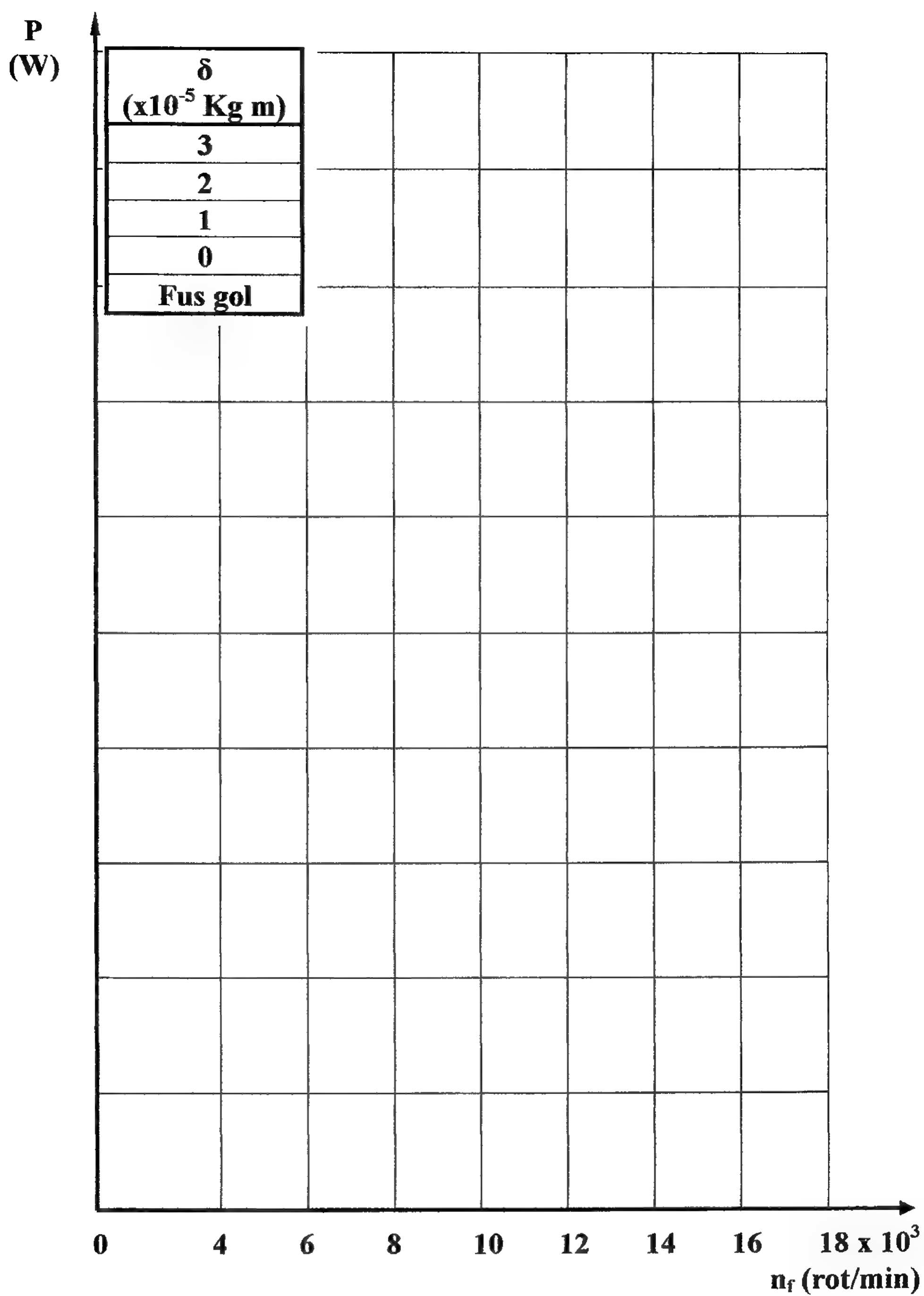



Figura 4

## Testarea furcilor de flaier în regim dinamic

Pentru realizarea unei funcţionări corecte şi sigure a furcilor de flaier se impun a fi îndeplinite din punct de vedere mecanic următoarele condiţii:

a) Echilibrare dinamică, astfel ca momentul de dezechilibru al furcii la turaţia de exploatare să nu depăşească limitele admisibile (**$M_{da}$**); aproximativ $10^{-4}$ kgm la furcile mari şi $0,5x10^{-4}$ kgm la furcile mici, degetul presător fiind în poziţie mijlocie.

b) Deformaţiile elastice ale braţelor la capete sub acţiunea forţelor centrifuge să nu depăşească anumite limite pentru ca braţele furcilor alăturate să nu-şi intersecteze traiectoriile; totodată deformaţiile să aibă aceleaşi valori la ambele braţe cu scopul menţinerii echilibrării la orice viteză de exploatare.

c) Rezistenţă a braţelor furcii la solicitările provocate de forţele centrifuge; practic nu trebuie să apară deformaţii permanente la o turaţie majorată cu 20 ... 25% faţă de turaţia nominală maximă de exploatare.

În cadrul acestei aplicaţii se vor efectua pe un stand adecvat, echilibrarea statică şi dinamică a furcilor selecţionate pentru testare, măsurarea deformţiilor şi proba de rezistenţă a celor două braţe.

### *1. Fundamente fizice*

*Echilibrarea dinamică* este realizată atunci cînd axa principală de inerţie coincide cu axa geometrică a furcii. În acest scop este necesar ca centrul de masă **C** al furcii să fie situat pe axa geometrică, iar centrele de masă **$C_1$** şi **$C_2$** ale braţelor – figura 1a, să se afle în acelaşi plan perpendiclar pe axa menţionată. Dacă centrul de masă **C** este pe axa geometrică, iar **$C_1$** şi **$C_2$** sunt în plane diferite – figura 1b, sistemul este echilibrat numai static. În regim dinamic (**$n_f \neq 0$**) apar forţele centrifuge **F** care dau naştere unui cuplu **F·d** provenit de la momentul de dezechilibru **$M_d$ = m·a, m** fiind masa braţului. În această situaţie pentru echilibrarea dinamică, în principiu, se aplică cîte o masă pe fiecare din cele două braţe astfel încît să se creeze în regim dinamic un moment de echilibrare **$M_e$** care să anuleze momentul **$M_d$** din planul furcii. Această operaţie se

efectuează de către constructorul de furci prin dimensionarea corespunzătoare a braţelor.

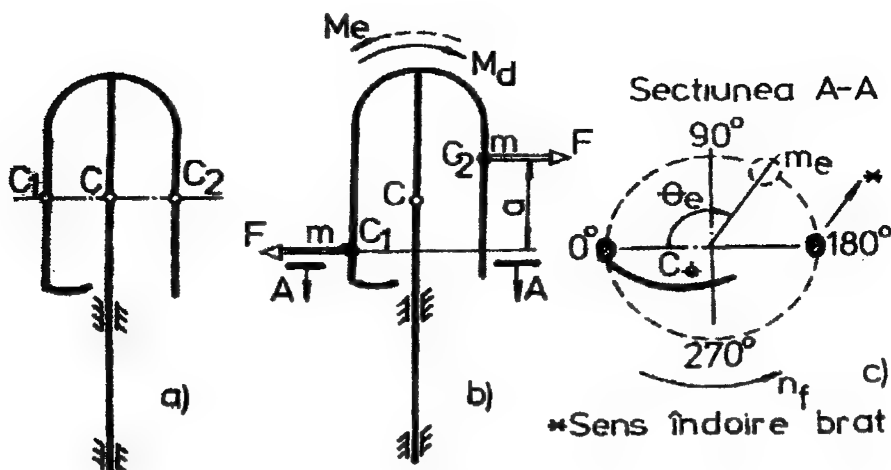



Figura 1

Dacă centrul de masă **C** nu se află pe axa geometrică a furcii, cu ajutorul standului de testare se stabilesc valoarea masei de echilibrare $m_e$ şi poziţia unghiulară $\theta_e$ în care trebuie amplasată masa menţionată – figura 1c. De regulă apare situaţia din figură, cînd masa de echilibrare ar trebui situată în afara planului furcii, caz în care se îndoaie unul dintre braţe (braţul pasiv) pentru a aduce centrul de masă **C** pe axa geometrică.

Descentrarea furcilor este deseori provocată în timpul exploatării flaierelor de manevrele dure de scoatere a acestora de pe fus în faza efectuării levatelor.

Dezechilibrul dinamic poate fi provocat şi de eventuale modificări aduse furcii (braţe, deget presător).

*Deformţiile elastice* ale braţelor furcii $f_a$ şi $f_e$ provocate de forţele centrifuge provenite de la masele distribuite se măsoară la extremităţile braţelor – figura 2. Valorile acestora se pot determina prin calcul cu rezultate aproximative datorită în special formei complexe a braţului activ; rezultate precise se pot obţine însă pe standuri de testare adecvate.

Pentru ca furca să-şi menţină echilibrarea le orice regim de viteză este necesar ca $f_a = f_e$; dacă deformţiile nu sunt egale furca se va echilibra pe stand la turaţia preponderentă în exploatarea flaierului.

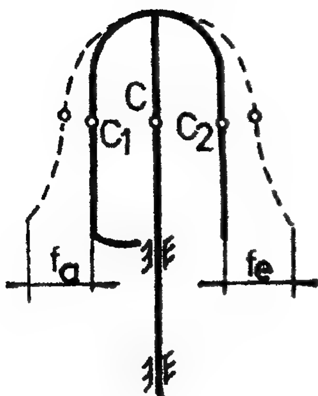


Figura 2

*Rezistenţa braţelor furcii* se verifică pe stand lansînd furca la o turaţie majorată; la oprire deformaţiile $\mathbf{f_a}$ şi $\mathbf{f_e}$ trebuie să revină la "zero".

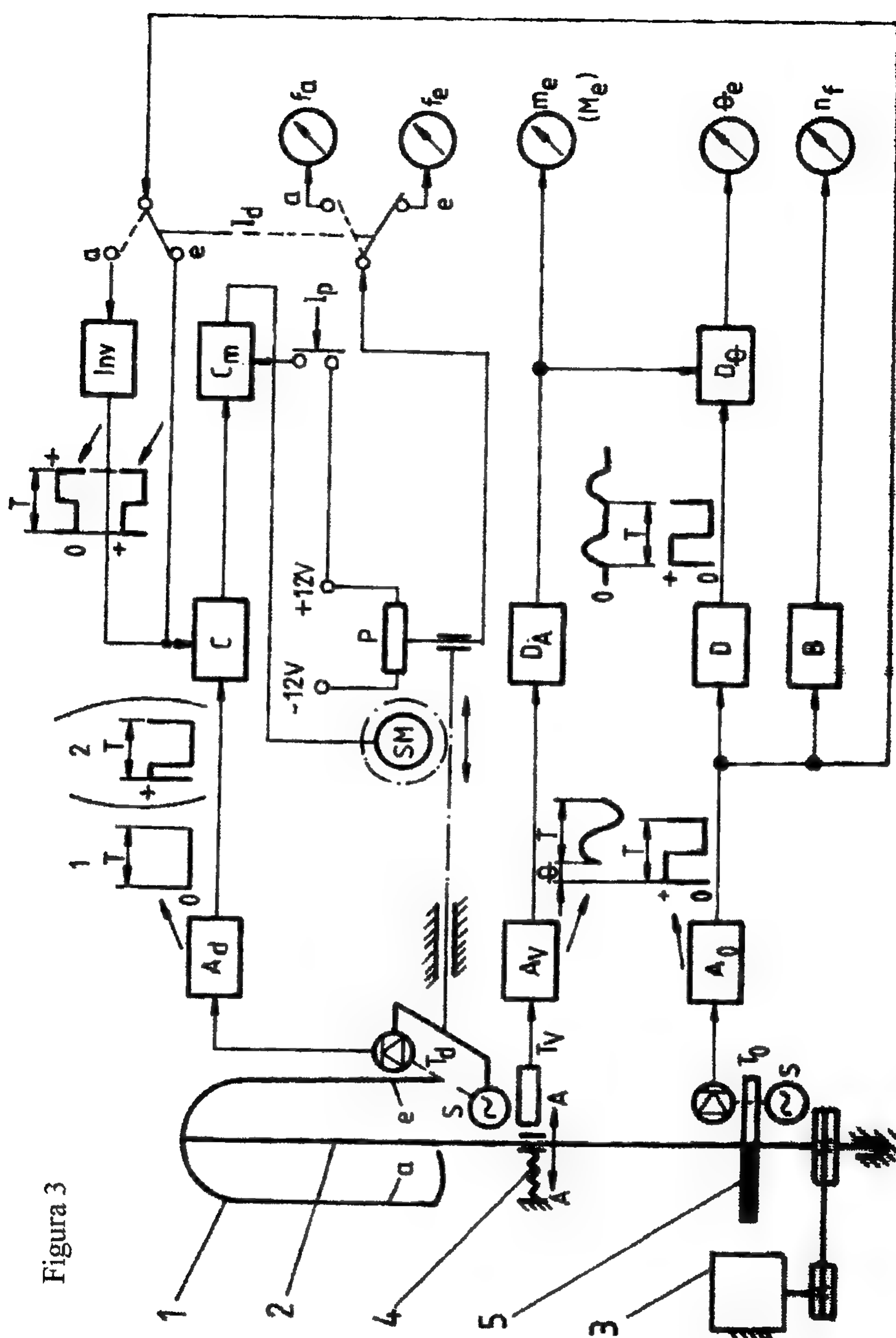
În vederea testărilor privind obiectivele menţionate se utilizează un stand pe care furca este acţionată cu viteză variabilă furnizînd o serie de semnale captate prin intermediul unor traductoare, prelucrate apoi în blocuri electronice adecvate, pentru ca la aparatele indicatoare finale să fie afişate valoarea masei de echilibrare $\mathbf{m_e}$ (sau a momentului de echilibrare $\mathbf{M_e}$), poziţia masei respective $\theta_e$, turaţia furcii $\mathbf{n_f}$ şi deformaţiile celor două braţe $\mathbf{f_a}$ şi $\mathbf{f_e}$ – figurile 1 şi 2.

***2. Schema instalaţiei***

a) Schema de principiu pentru standul de testare este prezentată în figura 3. Furca **1** este aşezată pe fusul **2** antrenat cu viteză variabilă de un electromotor de curent continuu comandat cu ajutorul unor tiristori; lagărul superior **4** este legat elastic faţă de batiu avînd posibilitatea să oscileze într-un plan **A-A**, plan în care se măsoară amplitudinea vibraţiilor. Rigiditatea legăturii elastice a lagărului superior este adoptată astfel încît frecvenţa de rezonanţă a ansamblului furcă-fus-lagăr superior să aibă valori suficient de scăzute (5....8 Hz) faţă de frecvenţa de rotaţie în regimurile normale de testare (20....30 Hz). În aceste condiţii unghiul de fază $\varphi$ dintre amplitudinea oscilaţiilor sistemului şi forţa centrifugă provenită de la masa de dezechilibru capătă practic valoarea $180^0$ ceea ce simplifică instalaţia şi operaţiile de echilibrare.

De la sistemul mecanic prezentat se obţine o serie de semnale cu ajutorul traductoarelor $\mathbf{T_0}$ – pentru poziţia unghiulară de referinţă, $\mathbf{T_v}$ – pentru amplitudinea vibraţiilor în planul **A-A** şi $\mathbf{T_d}$ – pentru deformaţiile braţelor. Semnalele respective sunt amplificate cu ajutorul blocurilor electronice $\mathbf{A_d}$, $\mathbf{A_v}$ şi $\mathbf{A_0}$ la ieşirile cărora se obţin formele indicate în figura 3.

b) Traductorul $\mathbf{T_0}$ este alcătuit din discul 5, jumătate transparent, jumătate opac (planul de simetrie al discului trebuie să coincidă cu planul furcii) prin care poate trece un fascicol luminos de la sursa **S** spre o fotodiodă; prin rotirea furcii, la ieşirea din amplificator, se obţine un



Inv
Cm
C
Ad
Av
A0
DA
DΦ
D
B
SM
P
+12V
-12V
Ip
Id
fa
fe
me
(Me)
Φe
nf
Td
Tv
T0
S
T
Φ
A
a
e
1
2
3
4
5


Figura 3

semnal dreptunghiular cu front pozitiv pe o jumătate din perioada **T** de rotaţie. Acest semnal este prelucrat în blocul electronic **B** şi materializează turaţia $\mathbf{n_f}$ a furcii care este astfel afişată pe aparatul indicator corespunzător acestui parametru cinematic.

c) Traductorul magnetic $\mathbf{T_v}$ şi amplificatorul $\mathbf{A_v}$ captează vibraţiile sistemului mecanic (variaţii sinusoidale) a căror amplitudini sunt proporţionale cu masa de dezechilibru sau momentul de dezechilibru; semnalul trece prin blocul electronic $\mathbf{D_a}$ – detector de amplitudine, şi se obţine astfel valoarea masei de echilibrare $\mathbf{m_e}$ sau a momentului de echilibrare $\mathbf{M_e}$; aceste valori sunt afişate cu ajutorul aparatului indicator corespunzător aflat în structura standului. Semnalul sinusoidal este de regulă defazat cu un unghi $\theta$ faţă de semnalul dreptunghiular provenit de la $\mathbf{T_0}$.

d) Traductorul $\mathbf{T_d}$ este alcătuit din sursa luminoasă **S** şi o fotodiodă fixate pe un suport care poate fi deplasat în mişcare alternativă de translaţie de către servomotorul **SM** în raport cu furca. Comanda acestui servomotor este realizată de semnalele traductoarelor $\mathbf{T_d}$ şi $\mathbf{T_0}$, care sunt amplificate în blocurile electronice $\mathbf{A_d}$ şi $\mathbf{A_0}$. Aceste semnale sunt prelucrate în blocul electronic de comandă **C** şi astfel este acţionat releul contactor $\mathbf{C_m}$ care este legat, la rîndul său, în circuitul de alimentare al servomotorului **SM**.

La ieşirea din amplificatorul $\mathbf{A_d}$ se pot obţine două tipuri de semnale, (1) şi (2) – figura 3. Semnalul (1) – tensiune **0**, apare cînd fotodioda este luminată continuu, situaţie care corespunde atunci cînd traductorul $\mathbf{T_d}$ este depărtat de furcă. Dacă servomotorul este pornit şi traductorul se apropie de furca în mişcare, la un moment dat fascicolul luminos va fi întrerupt de braţul **e** al furcii; va apare semnalul (2) cu un scurt front pozitiv, care introdus în blocul de comandă **C** împreună cu frontul pozitiv de la $\mathbf{T_0}$ şi $\mathbf{A_0}$, provoacă declanşarea releului $\mathbf{C_m}$ şi întreruperea alimentării servomotorului **SM**. De menţionat că celălalt braţ – **a**, chiar dacă întrerupe fluxul luminos, nu va acţiona declanşarea releului întrucît de la $\mathbf{A_0}$ semnalul este **0** (a doua jumătate a perioadei **T**); declanşarea releului $\mathbf{C_m}$ se produce numai cînd ambele semnale sunt pozitive în acelaşi moment.

Pentru măsurarea deformaţiei braţului de echilibrare $\mathbf{f_e}$ se lansează furca cu viteză redusă (10....15 rot/min) şi se stabileşte la indicatorul respectiv o poziţie "zero" cu ajutorul potenţiometrului **P** - figura 3. Se lansează apoi furca la viteza de regim şi pe indicator, la oprirea servomotorului, se citeşte valoarea deformaţiei căutate.

Pentru măsurarea deformaţiei la braţul activ $\mathbf{f_a}$, se reiau fazele menţionate mai sus, comutatorul $\mathbf{I_d}$ fiind trecut în poziţia **a**; datorită inversorului **Inv** semnalul primit de la $\mathbf{A_0}$ se decalează cu **T/2**, realizîndu-se astfel front pozitiv pentru cea de a doua jumătate a periodei **T**.

Reanclanşarea releului $\mathbf{C_m}$ în vederea alimentării servomotorului, se realizează cu ajutorul întrerupătorului de pornire $\mathbf{I_p}$, la o scurtă apăsare.

### *3. Modul de lucru*

a) Echilibrarea furcilor necesită efectuarea următoarelor operaţii:

- Etalonarea circuitului electronic privind stabilirea masei de echilibrare, prin aplicarea pe fusul **2**, în locul furcii **1**, a unei mase etalon care să provoace un dezechilibru cunoscut (recomandabil cu valoarea admisibilă pentru furca ce urmează a fi încercată); fusul va fi rotit cu viteza de regim indicată pentru exploatarea furcii.
- Aşezarea furcii pe fus în poziţia marcată privind braţul de echilibrare.
- Lansarea furcii la viteza de regim.
- Citirea pe aparatul indicator a valorii masei de echilibrare $\mathbf{m_e}$ sau a momentului de echilibrare $\mathbf{M_e}$.
- În caz că valoarea dezechilibrului depăşeşte limita admisă, se măsoară unghiul $\mathbf{\theta_e}$ pentru poziţia de amplasare a masei de echilibrare, acţionînd asupra defazorului **D** – figura 3.
- Furca se demontează de pe stand, se aşează în dispozitivul de blocare şi se deformează braţul de echilibrare conform figurii 1c.
- Se verifică din nou echilibrarea şi eventual se fac corecţiile necesare.
- Pentru cazul cînd furca se prezintă ca în figura 1b, se vor aplica indicaţiile menţionate în paragraful 1.

b) Măsurarea deformţiilor braţelor se efectuează în următoarea ordine – figura 3:

- Se îndepărtează traductorul $\mathbf{T_d}$ de furcă.
- Se antrenează furca cu viteză mică (10....15 rot/min).
- Se porneşte servomotorul **SM** cu ajutorul întrerupătorului $\mathbf{I_p}$.
- După oprirea servomotorului se reglează circuitul aparatului indicator $\mathbf{f_e}$ pentru a se obţine valoarea "zero"; se retrage traductorul $\mathbf{T_d}$.
- Se comută $\mathbf{I_d}$ în poziţia **a**, se porneşte servomotorul şi la oprire se reglează indicatorul $\mathbf{f_a}$ pentru a se obţine valoarea "zero"; se retrage traductorul $\mathbf{T_d}$.
- Se lansează furca la viteza de regim, se alimentează servomotorul şi la oprire se citeşte deformaţia $\mathbf{f_a}$.

- Se repetă manevrele pentru $I_d$ în poziţia **e** şi se citeşte $f_e$.

c) Testarea rezistenţei braţelor necesită următoarele operaţii:

- Furca se roteşte la o viteză cu 20....25% mai mare ca viteza de regim, timp de cîteva secunde.

- Se măsoară, urmărind primele trei indicaţii de la punctul b), deformaţiile celor două braţe şi se verifică dacă revin la poziţia de "zero"; în caz că apar valori diferite de **0**, furca se rebutează întrucît a fost depăşită limita de curgere a materialului braţelor.

### *4. Date experimentale*

Se vor efectua testări privind echilibrarea, deformaţiile braţelor şi rezistenţa braţelor pentru cîteva furci.

Cu privire la echilibrare, datele obţinute se înregistrează în tabelul 1.

După echilibrare se vor măsura pe stand valorile momentului de dezechilibru $M_d$ (egal cu $M_e$) pentru turaţii micşorate în vederea cunoaşterii influenţei unor eventuale deformaţii inegale ale braţelor furcii; valorile se înregistrează în tabelul 2.

Cu privire la deformaţiile braţelor, incluzînd şi testul de rezistenţă, rezultatele măsurătorilor vor fi înregistrate în tabelul 3.

Tabelul 1

Furcă cu deschidere de...........mm şi înălţimea de...........mm

| Nr. test | $M_{da}$ ($x10^{-5}$ kg m) | $M_e$ ($x10^{-5}$ kg m) | $m_e$ ($x10^{-3}$ kg) | $\Theta_e$ (grd.) | Turaţia de echilibrare (rot/min) * |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | | | | | |
| 2 | | | | | |
| 3 | | | | | |
| Furcă cu deschidere de...........mm şi înălţimea de...........mm | | | | | |
| **Nr. test** | **$M_{da}$ ($x10^{-5}$ kg m)** | **$M_e$ ($x10^{-5}$ kg m)** | **$m_e$ ($x10^{-3}$ kg)** | **$\Theta_e$ (grd.)** | **Turaţia de echilibrare (rot/min) *** |
| 1 | | | | | |
| 2 | | | | | |
| 3 | | | | | |

* Se va adopta turaţia nominală maximă prevăzută de constructorul de furci.

Tabelul 2

Furca......................./...................(I)......................../.........................(II)

| | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Turaţia furcii (rot/min)** | **I** | | | | | | | |
| | **II** | | | | | | | |
| **$M_d$ ($x10^{-5}$ kg.m)** | **I** | | | | | | | |
| | **II** | | | | | | | |

Tabelul 3

| **Turaţia furcii (rot/min) *** | **$f_e$ (mm)** | **$f_a$ (mm)** | **Turaţia majorată (rot/min) **** | **$f_{oe}$ (mm) ***** | **$f_{oa}$ (mm) ***** | **Obs.** |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Furca..................../.................... | | | | | | |
| | | | | | | |
| Furca..................../.................... | | | | | | |
| | | | | | | |

* Idem tabelul 1.
** Turaţie majorată cu 20 – 25 %.
*** Valori ale eventualelor deformaţii remanente provocate de turaţia majorată.

**Alunecarea curelelor de antrenare a fuselor textile.**

În timpul funcționării transmisiilor prin curele de fricțiune apar alunecări elastice ale acestora pe roți - la transmisiile care funcționează normal sau patinări - la supraîncărcări sau la curele cu forță de întindere inițială prea mică.

Fusele textile de la mașinile de filat și de răsucit sunt antrenate fie prin cureluşe textile clasice - pentru unul până la patru fuse, fie prin curele tangențiale.

Datorită alunecării inegale a cureluşelor cauzată de starea diferită de funcționare (întindere, grosime, uzură, coeficient de frecare etc.) apar diferențe de turație a fuselor ceea ce influențează direct torsiunea firelor și producția mașinilor respective. Spre exemplu, la transmisiile prin cureluşe care antrenează câte 4 fuse diferențele de turație sunt rareori sub 3% (adesea se ajunge la 5 %); la acționările prin curea tangențială diferențele sunt numai până la 2%.

Această aplicație prezintă o metodă experimentală pentru determinarea alunecărilor la transmisiile prin curele care antrenează fusele textile.

### 1. *Fundamente fizice*

La transmisiile prin curele de fricțiune - figura 1, alunecarea curelei pe roți se manifestă prin faptul că viteza periferică $\mathbf{v_2}$ de la roata condusă este mai mică decât viteza $\mathbf{v_1}$ de la roata motoare ($v_1>v>v_2$). Matematic se definește coeficientul de alunecare $\xi$ astfel:

$$\xi = \left| \frac{v_1 - v_2}{v_1} \cdot 100 \right| = \frac{\frac{D_R}{D_f} - \frac{n_f}{n_R}}{\frac{D_R}{D_f}} \cdot 100 = \frac{i_r - i_t}{i_r} 100 \ \ (\%) \qquad (1)$$

în care:

$$\frac{D_f}{D_R} = i_t$$ - raportul de transmitere teoretic (2)

$$\frac{n_R}{n_f} = i_r$$ - raportul de transmitere real (3)

Raportul $i_t$ se calculează cu ajutorul diametrelor $D_R$ şi $D_f$ stabilite prin măsurare. În cazul transmisiilor prin curele tangenţiale care au grosime **h** mare, în loc de $D_R$ se va lua $D_R + h$.

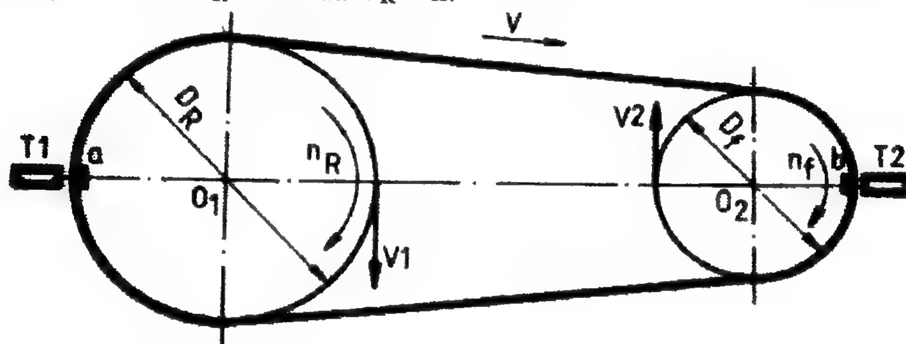



Figura 1

Raportul de transmitere real $i_R$ se determină experimental prin măsurarea numărului de rotaţii efectuat de cele două roţi în acelaşi interval de timp. În acest scop se măsoară pentru o durată de timp $\Delta t$ numărul total de rotaţii al celor două roţi, cu ajutorul unor traductori magnetici $T_1$ şi $T_2$ – figura 1, şi a unei instalaţii adecvate. Când excitatorii **a** şi **b** (magnetici ceramici), fixaţi pe roţi, trec prin dreptul traductorilor, apar forţe electromotoare de inducţie de scurtă durată (impulsuri); acestea pot fi simultan însumate pe numărătoare digitale separate, obţinându-se $\Delta n_R$ şi $\Delta n_f$ impulsuri. Raportul $i_r$ este:

$$i_r = \frac{n_R}{n_f} = \frac{\Delta n_R}{\Delta n_f} \qquad (4)$$

Traductorii magnetici sunt reprezentaţi schematic în figura 2.

Pe miezul magnetic **1**, care este un magnet permanent, este înfăşurată bobina **2** în jurul căreia se află învelişul feromagnetic **3**.

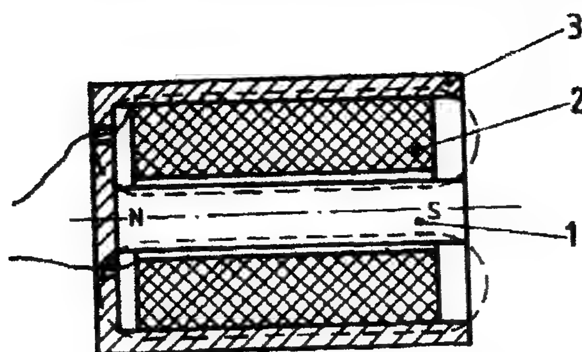



Figura 2

***2. Schema instalaţiei şi modul de lucru***

Schema instalaţiei este prezentată în figura 3.

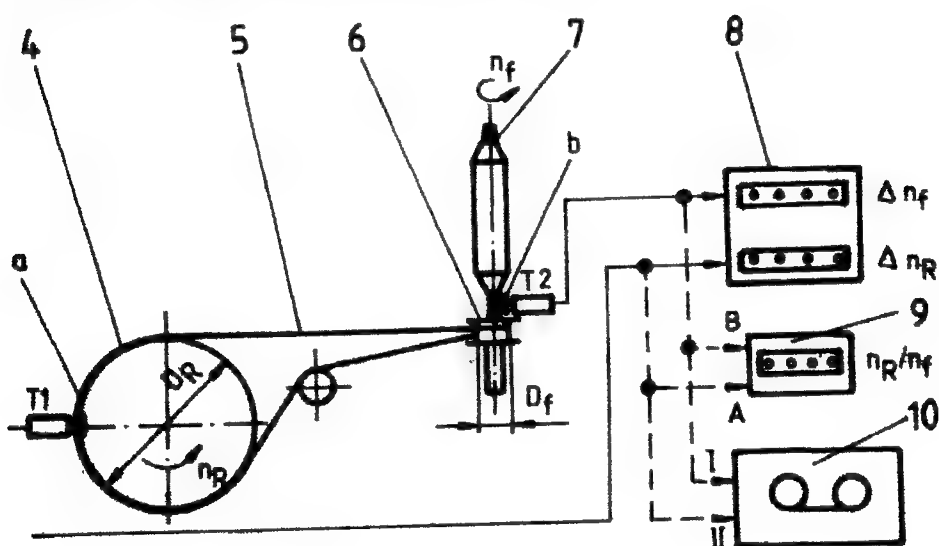



Figura 3

Pe arborele principal al maşinii de filat se află roata de transmitere **4** de la care prin cureaua **5** este antrenată nuca fusului **6** care aparţine fusului textil 7. Pe o roată a arborelui principal se află excitatorul **a**, iar în apropierea acestuia se fixează traductorul magnetic **$T_1$**. Pe fusul textil se introduce un inel care conţine excitatorul **b**, iar în dreptul acestuia, la mică distanţă, se amplasează traductorul **$T_2$**. De la cei doi traductori prin

conductori electrici impulsurile sunt înregistrate simultan fie pe două numărătoare de impulsuri **8** cu afişaje numerice pentru $n_f$ şi $n_R$, fie pe un tahometru calculatorul **9**, tip N 2603 – I.E.M.I. care oferă în timp real raportul $I_r = n_R / n_f = n_A/n_B^*$ , fie pe bandă magnetică **10** (înregistrare stereo pentru $\Delta n_f$ şi $\Delta n_R$ ). în vederea prelucrării ulterioare. Înregistrarea pe bandă magnetică este indicată pentru culegerea datelor de la maşinile din halele de producţie.

### *3. Date experimentale*

Măsurătorile se vor efectua la o maşină de filat sau de răsucit la care grupe de câte 4 fuse sunt acţionate de câte o cureluşă. Fusele se vor numerota de la 1 la 4 în cadrul fiecărei grupe, pornind de la braţul motor al curelei în ordinea antrenării. Datele obţinute se înregistrează în tabelul 1.

Măsurătorile se pot efectua şi pe un stand pentru fuse textile, caz în care se determină coeficientul de alunecare $\xi$ pentru anumite turaţii $n_f$ ale fuselor şi diferite valori ale forţei iniţiale de întindere **F** ale curelei. Datele obţinute se înregistrează în tabelul 2.

*Observaţii:*

*- $n_A$ şi $n_B$ sunt notaţiile marcate pe tahometrul calculator N 2603.
** - diametrele $D_R$ şi $D_f$ se vor măsura cu o precizie de $\pm$ 0,05 mm.

La maşinile de filat şi de răsucit se vor urmări:

- grupele de fuse la care alunecările curelelor au valori mari, în vederea depistării şi înlăturării cauzelor care au generat asemenea valori (forţa iniţială de întindere prea mică, curea împregnată cu ulei, etc.);
- modul cum variază alunecarea curelei la fusele din cadrul unei grupe, stabilind diferenţa procentuală între fusul nr. 1 şi fusul nr. 4;
- diferenţa dintre valoarea maximă şi minimă a coeficientului de alunecare;
- diferenţa dintre coeficientul de alunecare la fus cu bobină şi fus fără bobină.

La standul pentru testarea fuselor textile se va urmări influenţa turaţiei fuselor şi a forţei de întindere a curelei asupra coeficientului de alunecare.

Se vor trasa curbele corespunzătoare în figura 4.

Tabelul 1

Coeficientul de alunecare $\xi$ (%)

**Maşina de filat**............................
**Turaţia fuselor**....................rot/min
**Tipul fuselor**..........................

**Raportul de transmitere teoretic $i_t = D_f/D_R$ = ........./........=.......**
**Masa bobinei**................g
**Forţa iniţială de întindere a curelei**...................daN

| Număr grupă | Număr fus | $i_r = n_r/n_f$ | | ξ % | | Obs. |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Cu bobină | Fără bobină | Cu bobină | Fără bobină | |
| 1. | 1 | | | | | |
| | 2 | | | | | |
| | 3 | | | | | |
| | 4 | | | | | |
| 2. | 1 | | | | | |
| | 2 | | | | | |
| | 3 | | | | | |
| | 4 | | | | | |
| 3. | 1 | | | | | |
| | 2 | | | | | |
| | 3 | | | | | |
| | 4 | | | | | |
| 4. | 1 | | | | | |
| | 2 | | | | | |
| | 3 | | | | | |
| | 4 | | | | | |

Tabelul 2

Coeficientul de alunecare $\xi$ (%)

**Stand fuse textile.............................** **Tip fuse.................Masa bobinei......................................g**

**Raport de transmitere $i_t = D_f/D_R$ = .../... = ...** **Caracteristici fir....................................**

| $n_f$ (rot/min) / $F_{curea}$ (daN) | | 6000 | | 8000 | | 10000 | | 12000 | | 14000 | | Obs |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | $i_r$ | $\xi$(%) | $i_r$ | $\xi$(%) | $i_r$ | $\xi$(%) | $i_r$ | $\xi$(%) | $i_r$ | $\xi$(%) | |
| 0,50 | Cu bobină | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | Fără bobină | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| 0,75 | Cu bobină | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | Fără bobină | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| 1,00 | Cu bobină | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | Fără bobină | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| 1,25 | Cu bobină | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |
| | Fără bobină | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | |

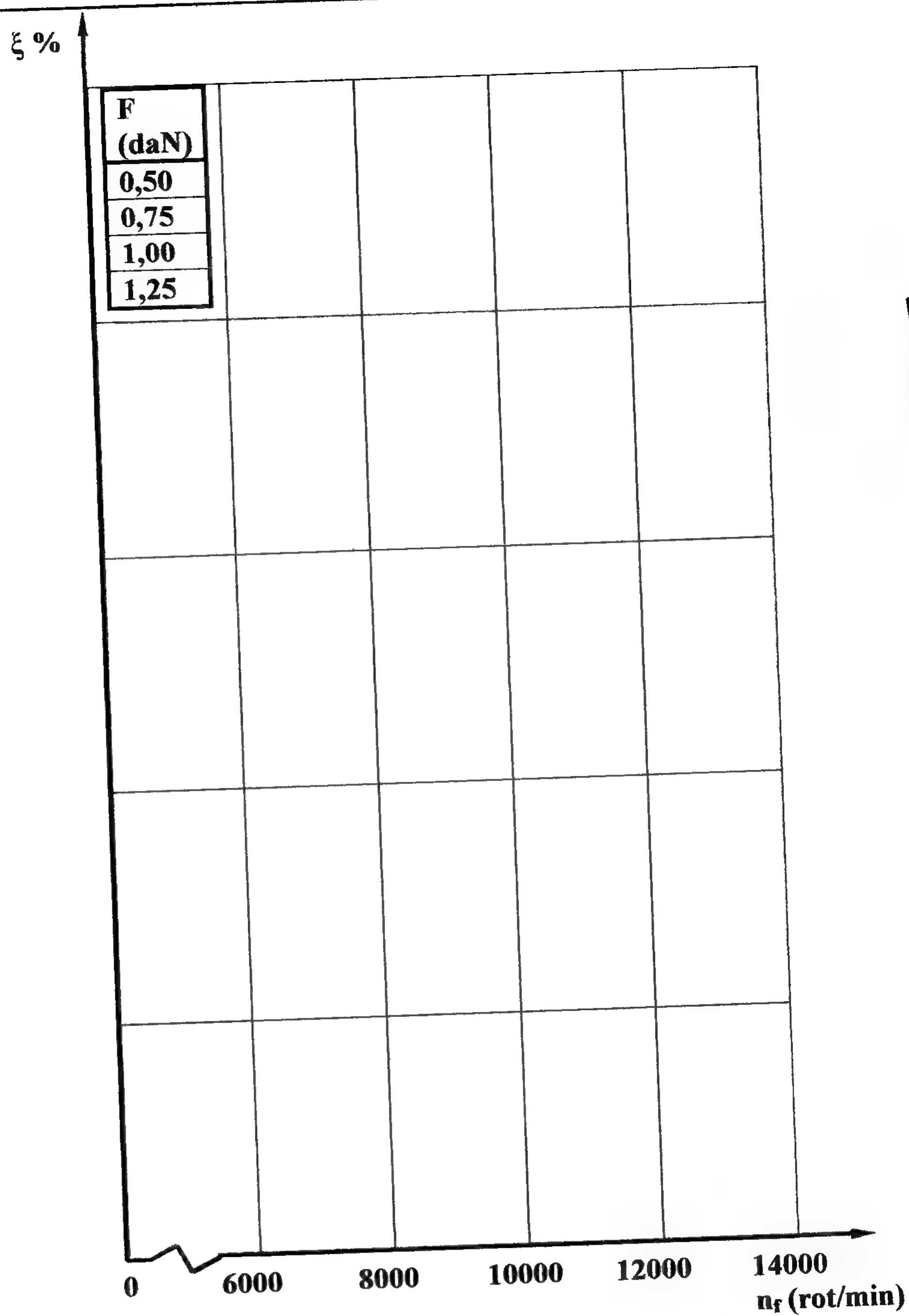



Figura 4

## Echilibrarea cilindrilor defibratori de la maşinile de filat cu rotor şi capăt liber

Cilindrii defibratori folosiţi la maşinile de filat cu rotor şi capăt liber necesită verificarea echilibrării şi eventuale corecţii ori de câte ori se schimbă garnitura rigidă care se uzează la intervale de exploatare relativ scurte.

Operaţia de echilibrare trebuie efectuată în cadrul unităţii care schimbă garnitura având în vedere turaţiile de lucru ale acestora cuprinse în intervalul 5000....8000 rot/min.

Prin echilibrare se asigură o funcţionare cu nivel scăzut al vibraţiilor şi zgomotului, reducerea încărcării lagărelor care susţin cilindrul defibrator.

### *1. Fundamente fizice*

Întrucât din ansamblul cilindrului defibrator (cilindru propriu zis-garnitură dinţată-arbore-roată de curea-rulmenţi) singurul subansamblu care poate fi dezechilibrat în exploatare este cel format din cilindrul propriu zis şi garnitură, se urmăreşte numai echilibrarea acestuia, restul reperelor rotitoare fiind echilibrate de către constructorul de maşini.

Deoarece cilindrul propriu-zis are forma unui disc, cu lăţime mică în raport cu diametrul, se utilizează metoda de echilibrare într-un singur plan, în regim dinamic; se obţine precizie mai mare pentru echilibrare comparativ cu metoda statică.

Lagărul cilindrului defibrator se montează elastic în raport cu batiul standului de echilibrare, astfel încât frecvenţa de rezonanţă a ansamblului oscilant să aibă valori scăzute (10...15Hz) faţă de frecvenţa de rotaţie a cilindrului folosită pentru echilibrare (100...120Hz); în această situaţie unghiul de fază, dintre poziţia masei de dezechilibru $\mathbf{m_d}$ şi deplasarea maximă a sistemului oscilant $\mathbf{A_{max}}$, este practic 180° (masa $\mathbf{m_d}$ este în avans cu 180°) ceea ce simplifică instalaţia şi uşurează efectuarea operaţiilor de echilibrare – figura 1). Valoarea şi poziţia masei de echilibrare se stabilesc cu ajutorul unor instalaţii electronice.

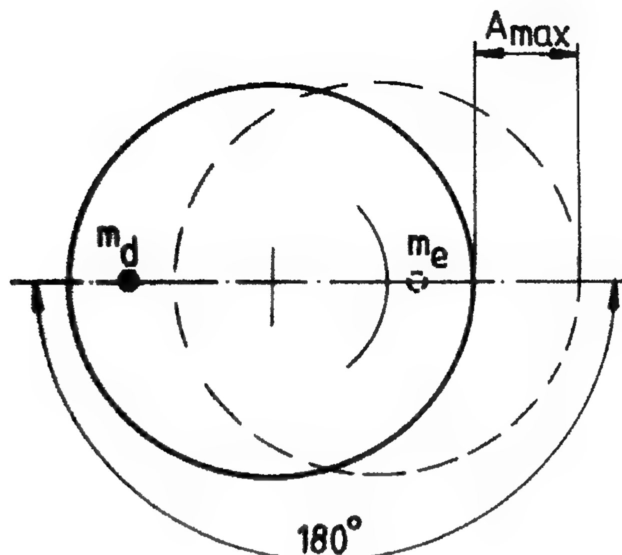



Figura 1

***2. Schema instalaţiei şi modul de lucru***

Schema funcţională este prezentată in figura 2. Cilindrul defibrator **1** susţinut de lagărul **2** este montat faţă de batiu prin intermediul unei lamele elastice **3**; antrenarea acestuia se realizează cu ajutorul electromotorului **4**, curelei **5** şi roţii **6** de pe arborele cilindrului defibrator.

În timpul rotirii, datorită dezechilibrului cilindrului **1**, apar oscilaţii ale sistemului lagăr-lamelă a căror amplitudini sunt detectate cu ajutorul traductorului magnetic $\mathbf{T_I}$ şi a pastilei magnetice **7** prinsă de corpul lagărului; semnalele furnizate de traductor sunt preluate de un bloc electronic care la ieşire oferă curenţi proporţionali cu valoarea masei de dezechilibru (comutator **C** în poziţia $\mathbf{m_e}$).

În vederea determinării poziţiei masei de echilibrare, pe lângă semnalul obţinut de la traductorul $\mathbf{T_I}$, se foloseşte şi un semnal care indică o poziţie „zero" arbitrar aleasă, semnal furnizat de traductorul $\mathbf{T_{II}}$ cu fotodiodă şi bandă reflectorizantă **8** lipită de piesa **9** fixată de roata de curea; de poziţia acestei benzi depinde reperul „zero" de la care se va măsura unghiul sub care se obţine deplasarea maximă $\mathbf{A_{max}}$ (figura 1) şi se va amplasa masa de echilibrare $\mathbf{m_e}$ (comutator **C** în poziţia **O** – figura 2).

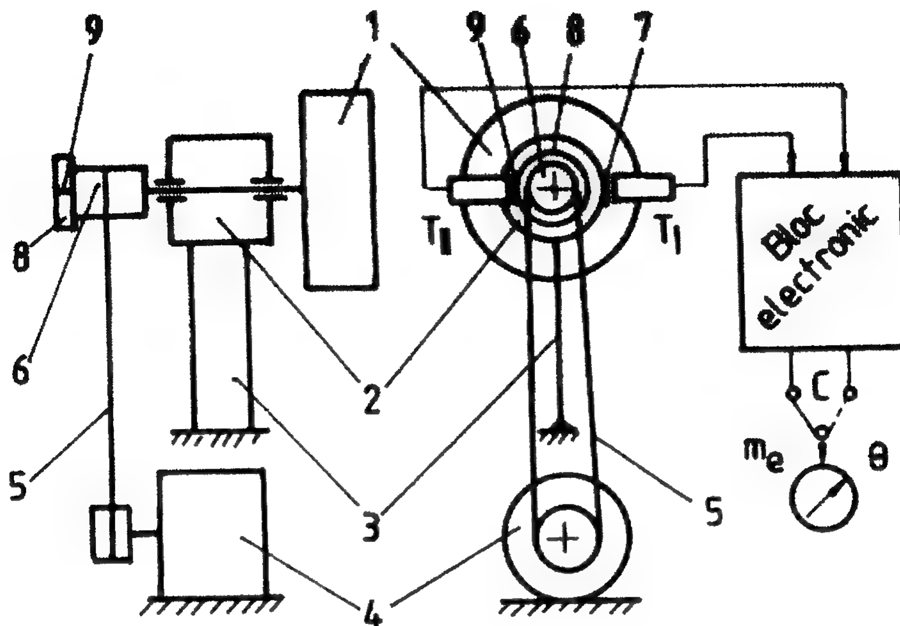



Figura 2

Blocul electronic – figura 3, conţine două canale, unul pentru determinarea masei de echilibrare $\mathbf{m_e}$, celălalt, împreună cu primul, pentru stabilirea poziţiei acesteia.

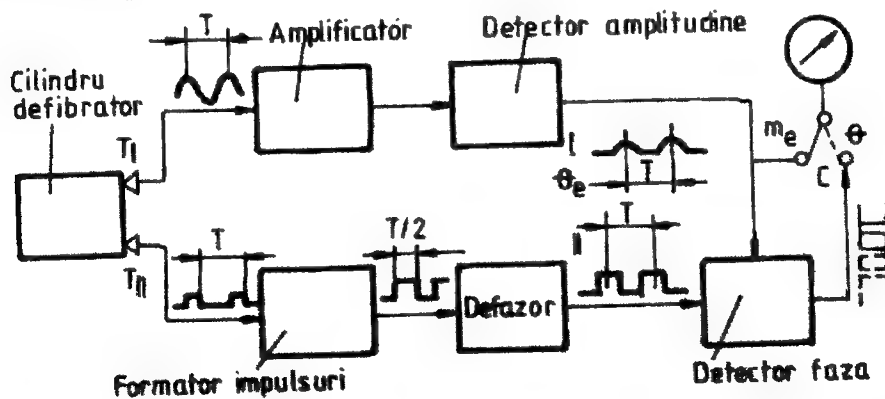



Figura 3

Canalul **I** primeşte semnal sinusoidal de la traductorul $\mathbf{T_I}$, care este amplificat şi detectat pentru ca instrumentul de măsură etalonat

corespunzător să indice valoarea masei de echilibrare $\mathbf{m_e}$ (comutatorul **C** în poziția $\mathbf{m_e}$).

Canalul **II** preia semnalul de poziție de la traductorul $\mathbf{T_{II}}$; acest semnal este amplificat, trecut printr-un formator de impulsuri dreptunghiulare, apoi printr-un defazor, în care poate fi decalat până la valoarea unei perioade **T** (unghi de rotire $\theta$ = **360°**) față de semnalul de intrare în canalul II.

Semnalele **I** şi **II** sunt introduse într-un detector de fază la ieşirea căruia, prin reglarea defazorului, se obține un semnal dreptunghiular la care frontul activ poate varia de la **0** ( semnalele **I** şi **II** în opoziție de fază) până la o valoare maximă (semnalele **I** şi **II** în fază); în această ultimă situație, comutatorul **C** fiind în poziția $\theta$, la instrumentul de măsură apare o deviație maximă. Unghiul $\theta_e$ cu care a fost deplasat semnalul dreptunghiular **II** pentru a fi în fază cu semnalul **I**, indică poziția de amplasare a masei de echilibrare; valoarea unghiului $\theta_e$ se citeşte direct pe scala rezistenței reglabile a defazorului figura 4.

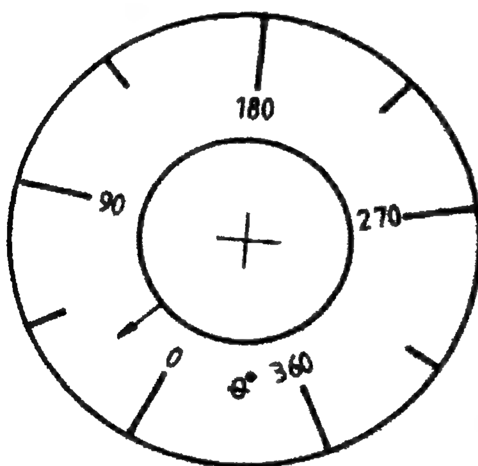



Figura 4

Etalonarea instalației se realizează amplasând pe un rotor echilibrat o masă cunoscută, la distanța stabilită $\mathbf{R_e}$ pentru amplasarea masei de echilibrare, ajustând apoi factorul de amplificare al canalului **I** (rezistența reglabilă de etalonare) în timpul rotirii, pentru obținerea unei indicații corespunzătoare la instrumentul de măsură.

Operațiile privind echilibrarea cilindrilor defibratori se desfăşoară în următoarea ordine:

a) Se instalează cilindrul defibrator pe suportul elastic al standului de echilibrare şi se aplică pe capătul roții de curea piesa **8** (prevăzută cu banda reflectorizantă **9**) şi reperul pentru poziția unghiulară „zero".

b) Se realizează legăturile la blocul electronic şi la rețeaua de alimentare de 220 V.

c) Comutatorul **C** se cuplează în poziţia $m_e$ şi se citeşte la instrument valoarea masei de dezechilibru $m_d$ – figurile 2 şi 3.

d) Comutatorul **C** se cuplează în poziţia θ şi se reglează defazorul pentru ca la instrument să se obţină deviaţia maximă; pe scala rezistenţei reglabile a defazorului se citeşte valoarea unghiului $\theta_e$ sub care se amplasează masa de echilibrare.

e) Echilibrarea cilindrilor defibratori se realizează fie prin adăugarea unei mase $m_e = m_d$ în poziţia $\theta_e$ la distanţa stabilită în cadrul etalonării, fie prin scoaterea masei $m_e$ (găurire) în poziţia $\theta_e$ **+180°**; unghiul $\theta_e$ se măsoară faţă de reperul „zero" în sens contrar mişcării cilindrului defibrator.

f) Se verifică dacă momentul de dezechilibru rezidual $M_{dr}$ se încadrează în limitele admise (≤ 0,1 g·cm); dacă este necesar se efectuează o nouă echilibrare de corecţie.

### *3. Date experimentale*

În tabelul 1 se înregistrează datele obţinute în fazele de echilibrare.

Tabelul 1

| **Rotor** | $R_e$* (cm) | $m_d$=$m_e$ (g) | $M_{di}$** (g·cm) | $\theta_e$ (°) | $M_{dr}$*** (g·cm) | **Obs.** |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |
| | | | | | | |

*$\mathbf{R_e}$ – distanţa de la axa de rotaţie la locul de amplasare a masei de echilibrare ( canalul de echilibrare).

**$\mathbf{M_{di}}$ – momentul de dezechilibru iniţial, $\mathbf{M_{di}=m_d \cdot R_e}$.

***$\mathbf{M_{dr}}$ – momentul de dezechilibru rezidual.

**Determinarea consumului de putere la furcile de flaier**

Odată cu creşterea vitezelor de lucru a furcilor de flaier, consumul de putere necesar învingerii rezistenţei mediului ambiant de către braţe creşte apreciabil. Acest consum este influenţat de viteza de exploatare, de dimensiunile furcii, de forma şi starea suprafeţei braţelor.

Cunoaşterea puterii consumate de furci oferă posibilitatea stabilirii celor mai optime măsuri privind construcţia şi exploatare acestora în vederea economisirii energiei.

***1. Fundamente fizice***

Puterea consumată pentru învingerea rezistenţei mediului este dată de relaţia:

$$P_{rm} = c \cdot A \frac{\rho \cdot v^2}{2} \cdot v \qquad (1)$$

în care,

**c** – coeficient aerodinamic a cărui valoare depinde de forma corpului şi de starea suprafeţei acestuia,

**A** – suprafaţa proiectată a corpului pe un plan perpendicular pe direcţia de mişcare - figura 1.

$\frac{\rho \cdot v^2}{2}$ - presiunea dinamică,

**v** – viteza de deplasare a corpului,

**ρ** – densitatea mediului fluid (**ρ** = 1,25 Kg/m$^3$ pentru aer).

Pentru diminuarea pierderilor de energie prin frecare cu aerul, la furcile de flaier - figura 1 – secţiune transversală, se poate acţiona atît asupra formei secţiunii braţului astfel ca mărimile **c** şi **A** să aibă valori mici, cît şi asupra vitezei **v** prin adoptarea unor diametre **D** cu valori mici (bobine cu diametre mici şi lungimi majorate).

Valoarea coeficientului aerodinamic depinde îndeosebi de vârtejurile de aer care se formează în spatele braţelor; acestea sunt mult micşorate dacă în loc de secţiune circulară se adoptă o secţiune apropiată de profilul

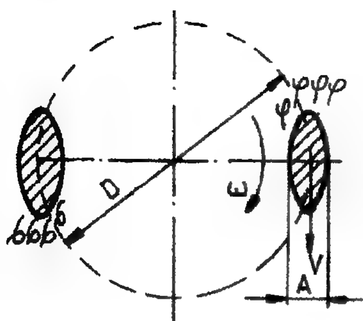


Figura 1

aripei de avion. Coeficientul aerodinamic **c** se va calcula cu ajutorul relației (1)

$$c = \frac{2 \cdot P_{rm}}{A \cdot \rho \cdot v^3} \qquad (2)$$

Măsurarea puterii $\mathbf{P_{rm}}$ consumate de furcile de flaier se efectuează cu ajutorul unui dinamometru de torsiune utilizând relația de calcul :

$$P_{rm} = \omega_d \cdot M_{td} - P_o \qquad (3)$$

în care :

$\boldsymbol{\omega_d}$ este viteza unghiulară a dinamometrului în rad/s,

$\mathbf{M_{td}}$ – momentul de torsiune indicat de dinamometru în Nm,

$\mathbf{P_o}$ – puterea consumată în gol (prin frecări) de dinamometru și transmisia la fus, fără furcă, în W.

Puterea $\mathbf{P_o}$ se determină cu relația:

$$P_o = \omega_d \cdot M_{tdo} \qquad (4)$$

în care:

$\mathbf{M_{tdo}}$- momentul de torsiune citit la dinamometru în condițiile arătate anterior, în Nm.

### *2. Schema instalației. Modul de lucru*

Standul pentru măsurarea puterilor consumate de furci este prezentat schematic în figura 2.

Furca **1** pentru testare, montată pe fusul **2**, este antrenată de la variatorul de viteză **3** prin intermediul curelelor **4** și **5** și dinamometrului **6**; rola întinzătoare 7 asigură o tensionare constantă a curelei **5**.

Traductoarele $\mathbf{T_I}$ și $\mathbf{T_{II}}$ colectează semnalele necesare pentru ca, după prelucrare în blocul electronic **B**, să se obțină la indicatoare viteza unghiulară $\boldsymbol{\omega_d}$ și momentul $\mathbf{M_{td}}$ de la dinamometru.

Traductorul $\mathbf{T_{III}}$ (traductor magnetic ) furnizează scurte semnale cu frecvența de rotație a furcii, care trecute prin blocul electronic **A**, oferă posibilitatea citirii turației furcii la indicatorul $\mathbf{n_f}$ .

### *3. Date experimentale*

Pe standul de probă se vor determina consumurile de putere în următoarea ordine :

a) Stabilirea puterii pierdute **$P_0$** în funcţie de turaţia fusului; datele obţinute se înregistrează în tabelul 1; pe baza acestora se trasează curba de pierderi – figura 4.

b) Stabilirea consumului de putere **$P_{rm}$** pentru trei furci diferite ca soluţii constructive; măsurătorile se vor efectua în funcţie de turaţia furcii fără a se depăşi turaţiile maxime de regim evitându-se astfel solicitarea braţelor peste limita de rezistenţă; datele obţinute se înregistrează în tabelul 2, iar cu ajutorul acestora se vor trasa curbele de consum din figura 3.

Tabelul 1

Puterea pierdută – $P_0$

| **Turaţia furcii $n_f$ (rot/min)** | **Viteza unghiulară a dinamometrului $\omega_d$ (rad/s)** | **Momentul de torsiune $M_{tdo}$ (N m)** | **Puterea piedută Po (W)** | **Obs.** |
|---|---|---|---|---|
| **300** | | | | |
| **500** | | | | |
| **700** | | | | |
| **900** | | | | |
| **1100** | | | | |
| **1300** | | | | |
| **1500** | | | | |
| **1700** | | | | |

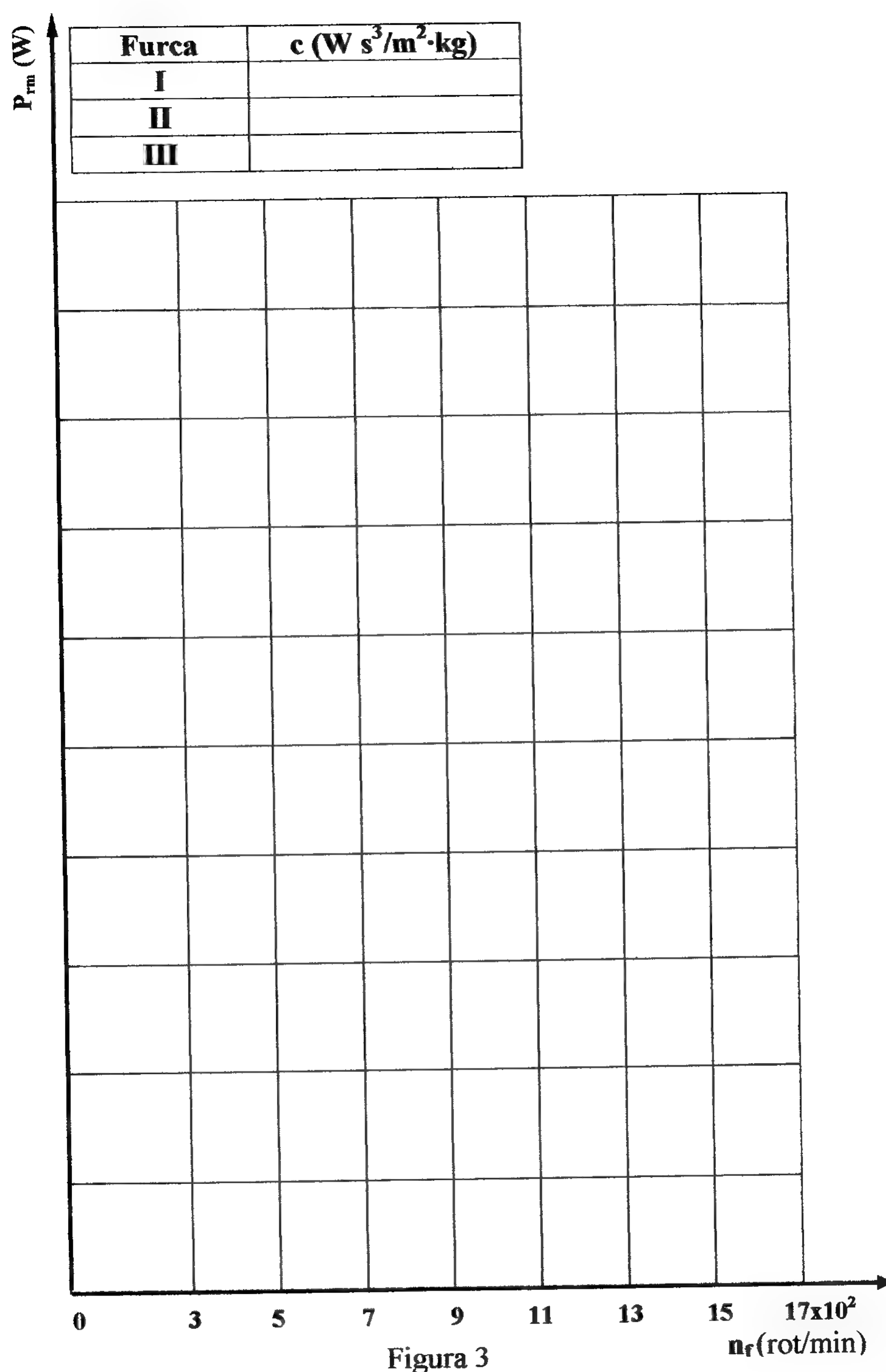
Tabelul 2

Puterea consumată de furci – $P_{rm}$

I – Furcă D(mm)/H(mm) = ...../....., A = .....$m^2$, Secțiune ..............
II – Furcă D(mm)/H(mm) = ...../....., A = .....$m^2$, Secțiune..............
III – Furcă D(mm)/H(mm) = ...../....., A = .....$m^2$, Secțiune ............

| **Turația furcii $n_f$ (rot/min)** | **Momentul de torsiune $M_{td}$ ($x10^{-2}$ Nm)** | | | **Puterea la dinamometru $P_d$ (W)** | | | **Puterea consumată $P_{rm} = P_d -$ $-Po^*$ (W)** | | | **Coeficientul aerodinamic C** ($W \cdot s^3/m^2Kg$)** | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Furca →** | **I** | **II** | **III** | **I** | **II** | **III** | **I** | **II** | **III** | **I** | **II** | **III** |
| **300** | | | | | | | | | | | | |
| **500** | | | | | | | | | | | | |
| **700** | | | | | | | | | | | | |
| **900** | | | | | | | | | | | | |
| **1100** | | | | | | | | | | | | |
| **1300** | | | | | | | | | | | | |
| **1500** | | | | | | | | | | | | |
| **1700** | | | | | | | | | | | | |

* $P_0$ se sdoptă cu valoarea din tabelul 1 corespunzătoare turației $n_f$.
** Se calculează cu relația (2) pentru turația nominală de exploatare a furcii.



| Furca | c ($W\ s^3/m^2 \cdot kg$) |
|---|---|
| I | |
| II | |
| III | |



Figura 3

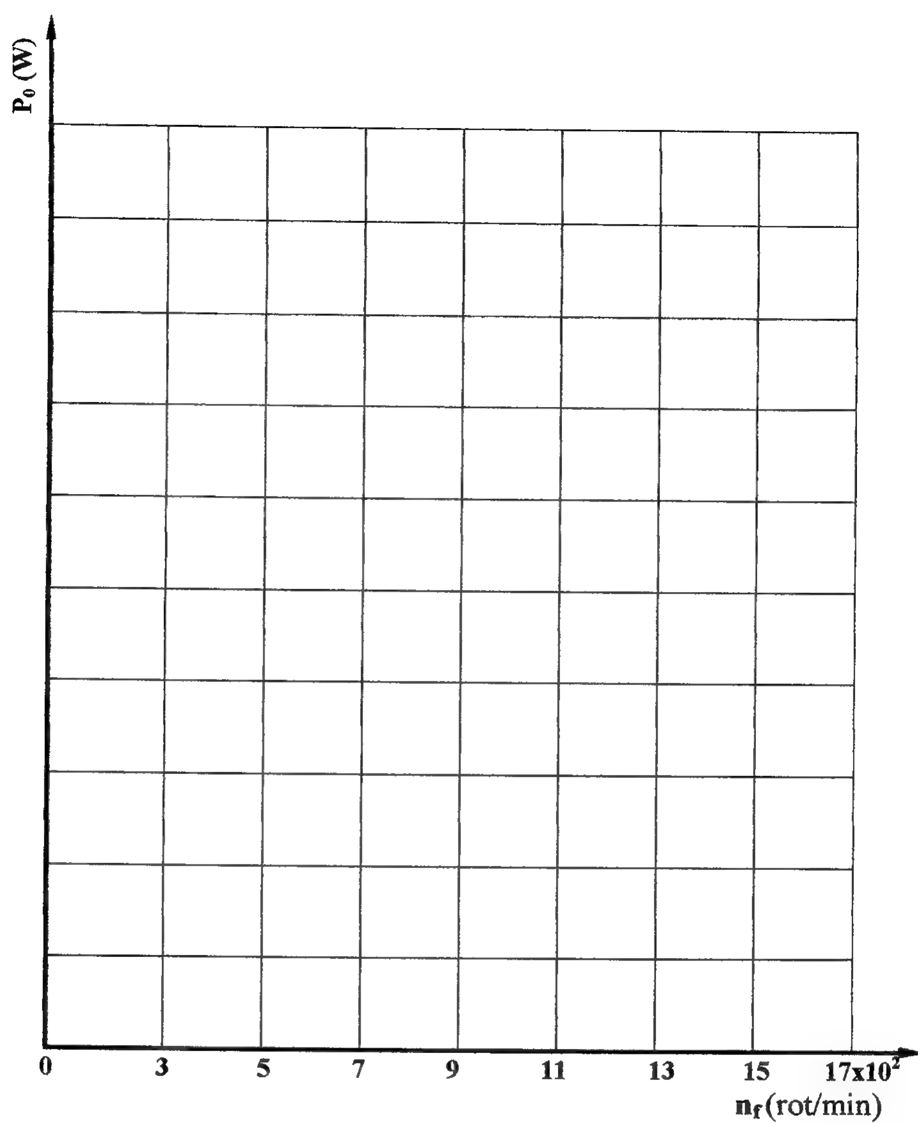



Figura 4

## Încărcarea rulmenților la fusele textile

În timpul exploatării fuselor textile, rulmentul (lagărul superior) pe care se reazemă tija **1** este solicitat de forța radială $\mathbf{F_r}$ provenită de la dezechilibrul bobinei **2** și de forța de întindere **T** a curelei **3** - figura 1. Durabilitatea rulmentului este hotărâtă de valorile acestor forțe.

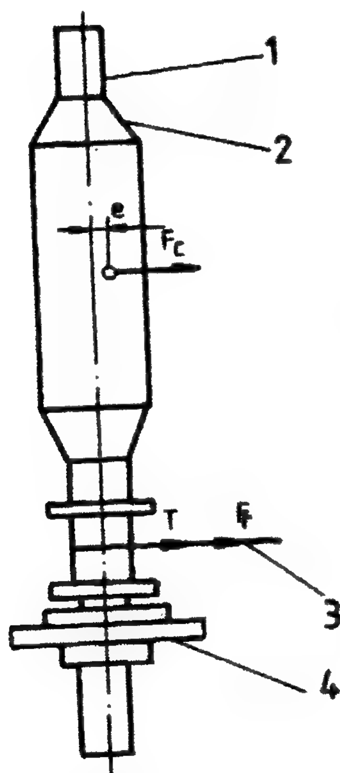



Figura 1

În această aplicație se urmărește numai influența dezechilibrului bobinei asupra încărcării rulmentului cu luarea în considerare a factorilor care intervin:

- valoarea dezechilibrului,
- turația fusului,
- modul de fixare a fusului de banca **4** (rigidă sau elastică).

Analiza rezultatelor obținute oferă căi de îmbunătățire a exploatării fuselor textile cu privire la durabilitatea rulmenților.

*1. Fundamente fizice*

Măsurarea forţelor care încarcă radial rulmentul superior al fusului se realizează cu ajutorul tensometriei electrice.

Traductorul rezistiv este alcătuit din cupa fusului textil **5** - figura 2a, subţiată prin strunjire în zona de sub rulmentul **6** (zona dublu haşurată), pe care sunt lipite în poziţie diametral opusă două mărci rezistive $\mathbf{R_1}$ şi $\mathbf{R_2}$.

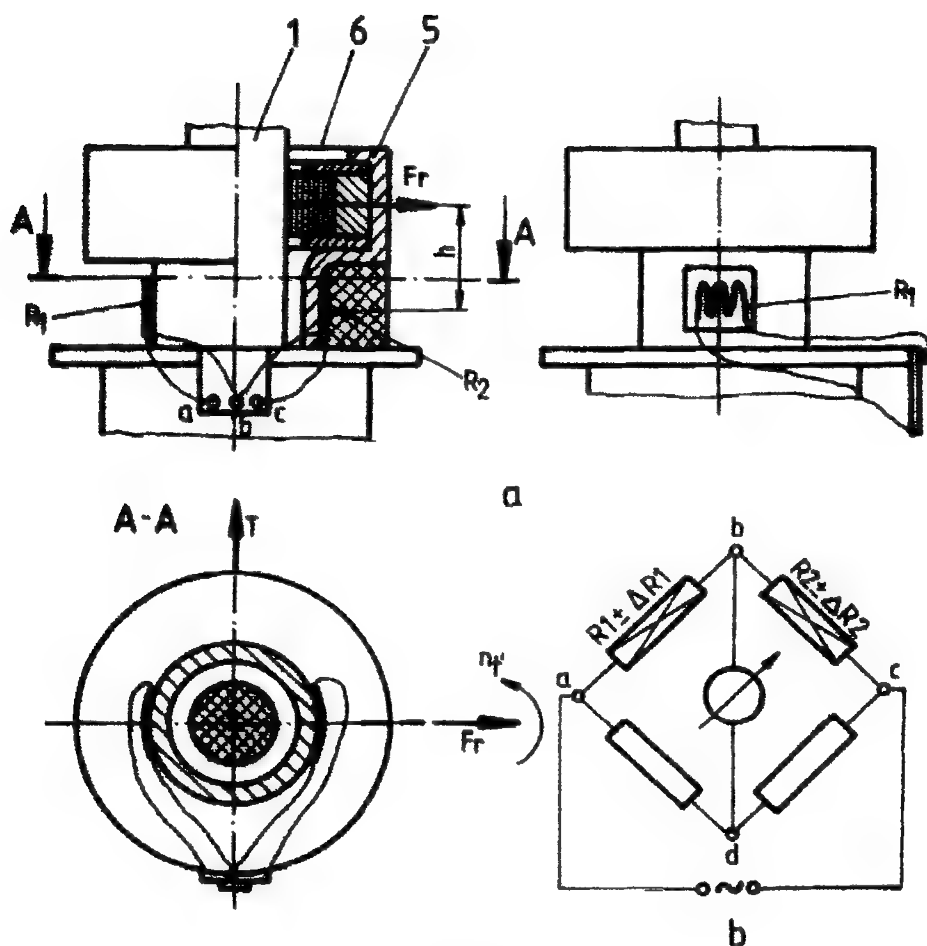



Figura 2

Sub acţiunea forţei radiale $\mathbf{F_r}$ exercitată asupra rulmentului, apar solicitări de încovoiere în zona traductorului, momentul încovoietor fiind $\mathbf{F_r \cdot h}$. Prin subţierea cupei (grosimea peretului 0,5 … 1mm ) se obţine sensibilitatea necesară la încovoiere.

Variaţiile *$\Delta R_1$ şi $\Delta R_2$ ale rezistenţelor $R_1$ şi $R_2$ sunt proporţionale* cu deformaţiile provenite de la încovoiere şi în consecinţă şi cu forţele aplicate $F_r$. Cele două mărci sunt legate la o punte tensometrică (principiul cunoscut al punţii Wheatstone – figura 2b) în vederea măsurării valorilor forţei $F_r$. Pentru a urmări încărcarea rulmentului provocată numai de dezechilibrul bobinei este necesar ca forţa de întindere a curelei **T** să acţioneze conform figurii 2a; în această poziţie forţa **T** a curelei nu provoacă schimbări ale valorilor rezistenţelor $R_1$ şi $R_2$.

Sarcina $F_r$ fiind circulară cu viteză de rotaţie identică cu cea a fusului , $\Delta R_1$ şi $\Delta R_2$ capătă variaţii sinusoidale. Mărcile rezistive fiind montate în opoziţie atât mecanică, cât şi electrică rezultă o dublare a sensibilităţii instalaţiei; între bornele **b** şi **d** ale punţii se obţine o tensiune alternativă proporţională cu forţa $F_r$ aplicată.

## *2. Schema instalaţiei experimentale şi modul de lucru*

Standul de încercări – figura 3, este alcătuit din fusul textil **1** antrenat cu viteză variabilă de către variatorul de viteză **7** prin intermediul curelei **3**, puntea tensometrică **8**, voltmetrul **9**, eventual şi osciloscopul **10**. Conductorii electrici **a**, **b**, **c**, de la traductor sunt legaţi la puntea tensometrică prevăzută cu amplificator, a cărei ieşire **A** este conectată la voltmetru şi la intrarea verticală **y** a osciloscopului.

Bobina reală este înlocuită cu o bobină metalică echivalentă **11** amplasată pe fus la nivelul centrului de masă al bobinei; momentul de dezechilibru al boinei echivalente poate fi modificat.

Încercările se realizează pentru fusul fără şi cu bobină (echilibrată şi dezechilibrată) în două variante de fixare a cupei fusului la bancă - rigidă şi elastică.

*Echilibrarea punţii* se realizeaeză cu ajutorul rezistenţelor reglabile ale punţii de măsură acţionându-se şi asupra reglajului capacitiv, până când acul indicator al instrumentului de măsură al punţii ajunge la „zero"; pe ecranul osciloscopului **10** se obţine o linie dreaptă, iar voltmetrul **9** indică zero.

*Etalonarea instalaţiei* se realizează aplicând asupra rulmentului o forţă circulară cunoscută $F_{re}$; la voltmetrul **9**, adoptând o scară convenabilă, se citeşte valoarea forţei $F_{re}$; fenomenul poate fi urmărit pe ecranul osciloscopului.

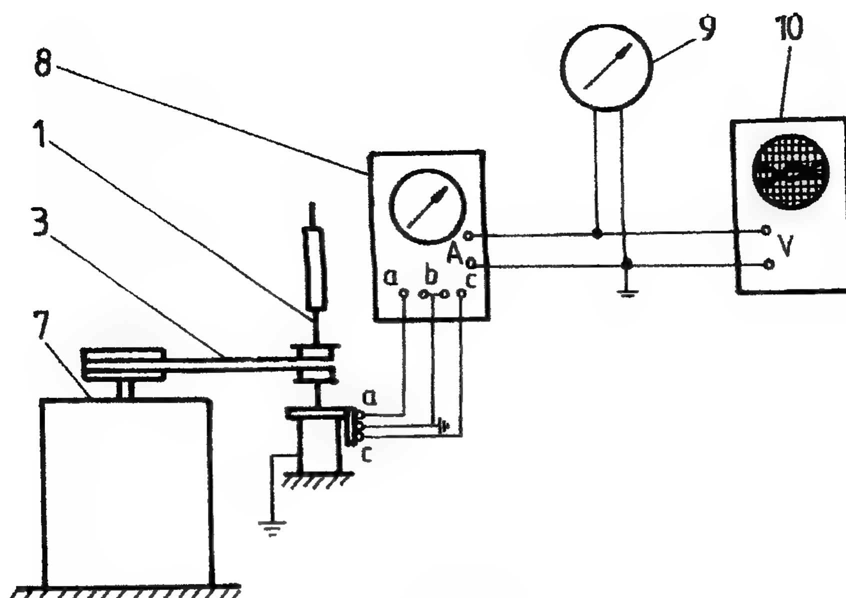



Figura 3

**3. Date experimentale**

Pe standul de probă se va determina experimental încărcarea rulmentului la un fus tip FR 220 – Cugir, rezemat rigid şi apoi elastic faţă de bancă, în gama de turaţii de 6000 ... 18000 rot/min pentru următoarele situaţii de lucru:

a) fără bobină
b) cu bobină echilibrată având masa **m** = 0,125 Kg
c) cu bobină dezechilibrată – valoarea momentului de dezechilibru fiind de $\delta = 1,2,3 \times 10^{-5}$ Kg . m.

Datele experimentale se înscriu în tabelele 1 şi 2 trasându-se apoi curbele încărcării radiale a rulmentului pe graficele din figurile 4 şi 5.

Cu ajutorul forţelor determinate în condiţiile prezentate (provenite de la dezechilibrul bobinei inclusiv tija fusului) se poate calcula durabilitatea rulmentului din lagărul superior al tijei fusului textil pentru diferite condiţii de exploatare, luând în considerare şi forţa de întindere din cureaua de antrenare.

Tabelul 1

Forțe pe rulment (daN) la fusul FR 220 – Cugir în cazul rezemării rigide

| **Viteza de rotație a fusului $n_f$** | **Fără bobină** | **Cu bobină și moment de dezechilibru δ (kg m)** | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | **$\delta = 0$** | **$\delta = 1 \times 10^{-5}$** | **$\delta = 2 \times 10^{-5}$** | **$\delta = 3 \times 10^{-5}$** |
| 6000 | | | | | |
| 7000 | | | | | |
| 8000 | | | | | |
| 9000 | | | | | |
| 10000 | | | | | |
| 11000 | | | | | |
| 12000 | | | | | |
| 13000 | | | | | |
| 14000 | | | | | |
| 15000 | | | | | |
| 16000 | | | | | |
| 17000 | | | | | |
| 18000 | | | | | |

Tabelul 2

Forțe pe rulment (daN) la fusul FR 220 – Cugir în cazul rezemării elastice

| Viteza de rotație a fusului $n_f$ | Fără bobină | Cu bobină și moment de dezechilibru δ (kg m) | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | | $\delta = 0$ | $\delta = 1 \times 10^{-5}$ | $\delta = 2 \times 10^{-5}$ | $\delta = 3 \times 10^{-5}$ |
| 6000 | | | | | |
| 7000 | | | | | |
| 8000 | | | | | |
| 9000 | | | | | |
| 10000 | | | | | |
| 11000 | | | | | |
| 12000 | | | | | |
| 13000 | | | | | |
| 14000 | | | | | |
| 15000 | | | | | |
| 16000 | | | | | |
| 17000 | | | | | |
| 18000 | | | | | |

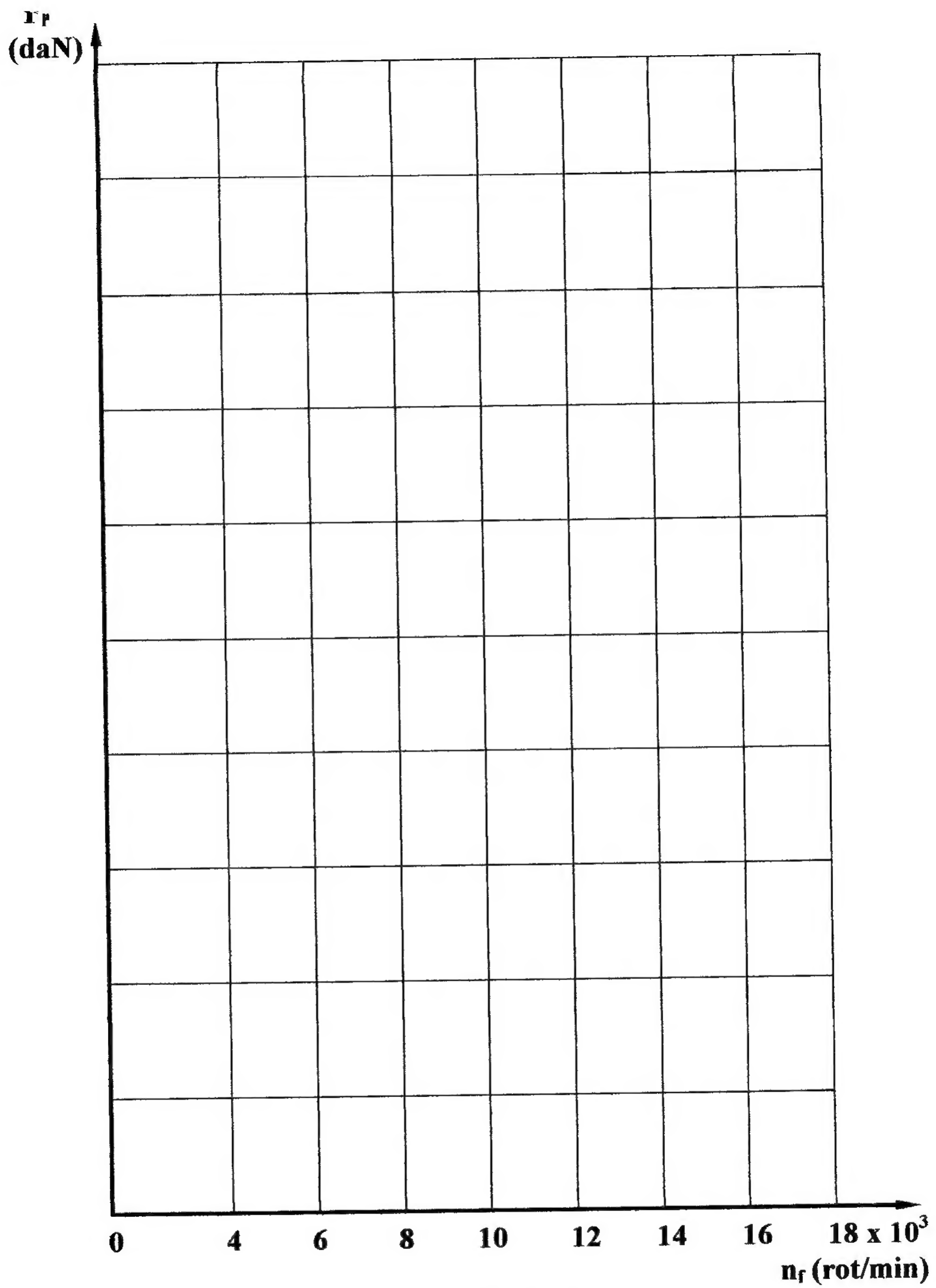



Figura 4

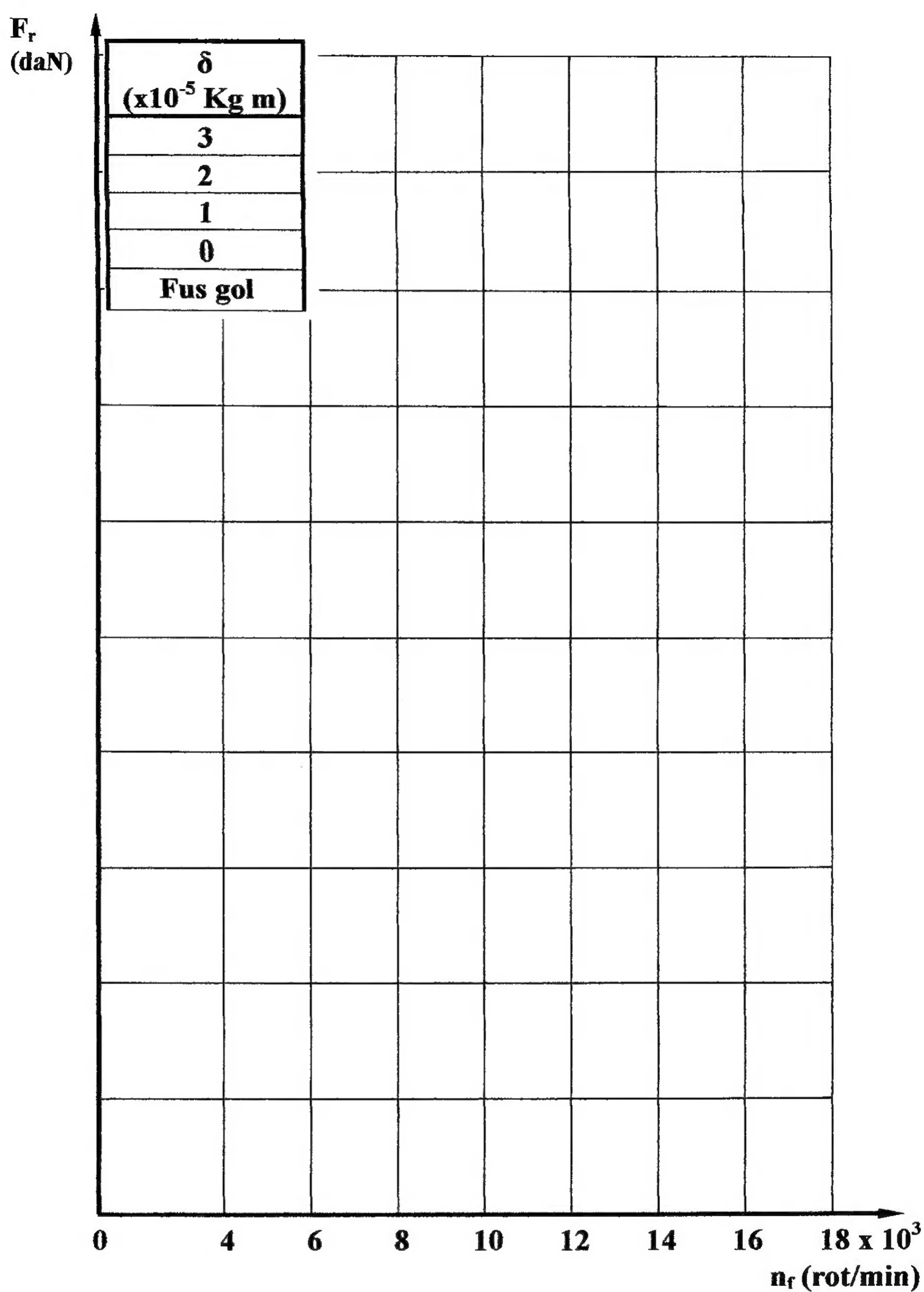



Figura 5

## BIBLIOGRAFIE


1. Hanganu L.C., - Maşini pentru filatură, Editura "Gh. Asachi" Iaşi, 2001, ISBN 973-8292-46-8.

2. Hanganu, L.C. Gafiţanu, M.,– Privire critică asupra fuselor textile cu tijă rotitoare – Revista Industria Uşoară nr. 5, Bucureşti, 1983, p.199 – 206, ISSN 1222-5347.

3. Hanganu,L.C. – Stand pentru testarea şi cercetarea fuselor textile – Revista Industria Uşoară nr. 1, Bucureşti, 1983, p.10 - 14 ISSN 1222-5347.

4. Hanganu,L.C. – Instalaţii pentru măsurarea consumului de putere la fuse textile — Brevet România, nr. 87020, 1985.

5. Hanganu,L.C. – Vibrometru textil – Revista Industria Uşoară nr. 5, Bucureşti, 1987, p.199 - 200 ISSN 1222-5347.

6. Hanganu, L.C. – Suport tijă pentru fuse textile, cu tub rigid de legătură între lagăre şi rezemare elastică faţă de cupă - Brevet România, nr. 102707, 1991.

7. Hanganu,L.C. – Contribuţii la optimizarea rezemării fuselor textile – Teză de doctorat,.Iaşi, 1989.

8. Hanganu,V., Cuzic, Carmen, Hanganu,L. – Maşini pentru filatură– Îndrumar pentru lucrări de laborator, U.T.Iaşi, 1991.

9. Hanganu,L.C., Hanganu,V. – Maşini pentru filatură – curs, Rotaprint, U.T.Iaşi, 1992.

10. Hanganu, L.C., Vîlcu, C., - Mechatronic elements in a textile enterprise, Revista „Meridian Engineering", Chişinău, nr.3, 2002, p.- 90-93.

11. Hanganu, L.C., Vîlcu, C., - Considerations on increasing technological performances on ring frames, Revista „Meridian Engineering", Chişinău, nr.3, 2002, p.- 94-97.

12. Hanganu,L. C., Contribuţii la optimizarea funcţionării furcilor de flaier, Simpozionul Internaţional "Optimizarea proceselor tehnologice – premisă a creşterii calităţii produselor textile", 9 – 10 mai 2002, Iaşi, p.453-458, ISBN 973-8075-25-4.

13. Hanganu,L. C., - Testarea furcilor de flaier, International Scientific Conference „University's Days", 24 – 26 mai 2002, Tîrgu Jiu.

14. Hanganu,V. – Contribuţii privind îmbunătăţirea exploatării fuselor textile – Teză de doctorat, Iaşi, 1975.

15. Hanganu,V., Cuzic, Carmen, Hanganu,L.C. – Maşini pentru filatură – Îndrumar pentru lucrări de laborator, U.T.Iaşi, 1991.

16. Turcu, N. – Maşini pentru filatură – Ed. Universităţii Sibiu, 1999, ISBN 973-9410-71-5.

17. Vîlcu, Maria – Bazele tehnologiei firelor – Institutul Politehnic Iaşi, Rotaprint, 1985.

18. *** - Documentaţie tehnică pentru maşini din filatură.